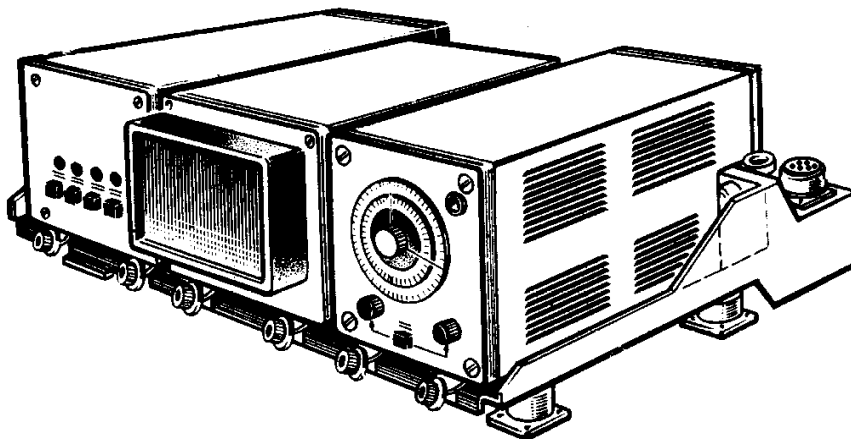


# Материалы для расчетов системы амортизации РЭС



---

---

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования

**Томский государственный университет систем  
управления и радиоэлектроники (ТУСУР)**

# **Материалы для расчетов системы амортизации РЭС**

**Учебно-методическое пособие для студентов  
направления «Конструирование и технология  
электронных средств»**

**2014**

---

---

**Рецензент:** профессор, д-р техн. наук Татаринов В.Н.

**Материалы** для расчетов системы амортизации РЭС: учебно-методическое пособие для студентов направления «Конструирование и технология электронных средств» / Сост. Чернышев А.А. – 3-е изд., перераб. – Томск: Томский гос. ун-т систем управления и радиоэлектроники, кафедра КИПР, 2014. – 32 с., ил.

Пособие предназначено для проведения инженерных расчетов систем амортизации радиоаппаратуры подвижных объектов при выполнении реальных проектов конструкторского профиля, связанных с принятием окончательных технических решений и оформлением комплекта конструкторских документов на изделие.

Составлено на основе практико-ориентированных работ Ю.А.Суровцева, Л.Н.Кечиева и Б.В.Петрова, выпущенных в 1974-1976 гг. и более не издававшихся. В качестве справочных данных отобраны и приведены характеристики амортизаторов, наиболее часто используемых в отечественной бортовой и возимой аппаратуре.

Может быть использовано студентами различных специальностей при выполнении соответствующих заданий в проектных группах.

- © Чернышев А.А. (составление, перераб.), 2014.
- © Чернышев А.А., Кондаков А.К. (составление), 2007, 2010.
- © Томский гос. ун-т систем упр. и радиоэлектроники, кафедра КИПР, 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Выбор и монтаж амортизаторов.....	5
1.1 Амортизация вибрации и удара.....	5
1.2 Схемы монтажа амортизаторов.....	6
1.3 Типовые амортизаторы для защиты радиоаппаратуры.....	9
1.4 Амортизаторы резино-металлические типа АН.....	9
1.5 Амортизаторы пружинные с воздушным демпфированием типа АД.....	11
1.6 Амортизаторы пружинные с фрикционным демпфированием типов АФД и АПН.....	13
1.7 Амортизаторы цельнометаллические типа АРМ.....	19
2 Статический расчёт системы амортизации РЭС.....	20
3 Расчет системы амортизации РЭС на вибрационное воздействие..	22
4 Расчет системы амортизации РЭС на ударное воздействие.....	23
4.1 Упрощенный метод.....	23
4.2 Уточнённый метод.....	30

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие может быть наиболее эффективно использовано в тех случаях, когда на основе технического задания и с учетом особенностей конструкции проектируемого изделия принято решение использовать для его защиты от механических нагрузок упругие опоры – амортизаторы. При этом следует помнить, что неправильное применение амортизаторов может принести конструкции больше вреда, чем их отсутствие.

Пособие составлено на основе ранее опубликованных работ [1-4] и включает в себя четыре раздела.

В первом разделе приводятся общие рекомендации по выбору амортизаторов для защиты изделий второго и третьего конструктивного уровня (блоков, приборов, стоек и шкафов) от вибраций и ударов, действующих на объектах установки РЭС. Кратко описаны конструкции и даны характеристики отечественных амортизаторов, обычно применяемых для защиты возимой и бортовой аппаратуры. Аппаратура именно этих эксплуатационных категорий наиболее часто является предметом разработки в студенческих проектных группах ТУСУРа.

Во втором разделе рассмотрен статический расчёт, целью которого является выбор типа, типоразмера, схемы монтажа и числа амортизаторов.

В третьем разделе приведена методика поверочного расчета виброизоляции, в результате которого оценивается эффективность защиты РЭС от вибраций спроектированной системой амортизации.

В четвертом разделе изложены упрощённая и уточнённая методики расчёта на ударное воздействие, по которым определяют эффективность защиты РЭС от ударов.

Пособие содержит обширный справочный материал, необходимый для выполнения расчетов.

# 1 Выбор и монтаж амортизаторов

## 1.1 Амортизация вибрации и удара

Основная задача, которую приходится решать при разработке системы амортизации аппаратуры, состоит в том, чтобы обеспечить высокую надежность аппаратуры и предупредить возможность ее повреждения в результате действия вибрации и удара. Поэтому должна быть предусмотрена защита как от удара, так и от вибрации.

Трудность заключается в том, что нельзя одинаково успешно осуществить защиту аппаратуры от вибрации во всем диапазоне действующих частот, так как всегда имеются критические полосы частот, в которых амортизация работает неудовлетворительно. В каждом конкретном случае следует обеспечивать защиту аппаратуры от преобладающих нагрузок.

Существующие на современных носителях условия вибрации и удара существенно затрудняют выбор амортизаторов для эффективной защиты аппаратуры. Мягкий амортизатор не обладает достаточной способностью к накоплению значительной потенциальной энергии, так как необходимый при этом прогиб должен быть недопустимо большим. Сильный удар, который создает резкое изменение скорости, может довести такой амортизатор до упора, в результате чего удар, передаваемый аппаратуре, будет иметь ускорение большее, чем при первоначальном ударе. Амортизатор с жесткой характеристикой, обладая более высокой способностью к накоплению энергии, имеет и более высокую частоту собственных колебаний, что затрудняет обеспечение хорошей защиты от вибрации.

Для защиты от вибрации следует применять амортизаторы с собственной частотой (при номинальной нагрузке) 7...10 Гц, а для защиты от удара более предпочтительны жесткие амортизаторы с собственной частотой 25...33 Гц.

Выбор того или иного значения частоты собственных колебаний системы амортизации зависит от окружающих условий, конструктивных особенностей аппаратуры и свободного пространства вокруг нее. В тех случаях, когда это пространство ограничено, следует отдать предпочтение более жесткой системе, так как при этом обеспечиваются минимальные перемещения амортизаторов в результате интенсивных динамических воздействий.

Бортовую аппаратуру, подверженную в процессе эксплуатации воздействию динамических нагрузок, монтируют на носителе одним из трех способов. При установке аппаратуры на амортизаторы с мягкой характеристикой преследуется цель защиты ее в основном от вибрации. Использование жестких амортизаторов обеспечивает противударную защиту аппаратуры. Наконец, третий способ — это установка аппаратуры без применения каких-либо упругих опор, так называемый «жесткий монтаж». В этом случае защита от механических воздействий обеспечивается исключительно жесткостью конструкции самой аппаратуры.

При разработке системы амортизации необходимо соблюдать принципы рационального монтажа, т. е. координаты центра тяжести объекта должны по возможности совпадать с координатами центра жесткости системы амортизации.

Нормальная работа системы амортизации может быть обеспечена только в том случае, если статическая нагрузка на каждый амортизатор соответствует расчетной и не превышает допустимой для выбранного типоразмера. Выполнение этого условия обеспечивается выравниванием системы амортизации, которое должно производиться при монтаже амортизаторов. При монтаже системы амортизации следует избегать условий, при которых могут возникать дополнительные составляющие реакций амортизаторов, не учтенные при статическом расчете.

Несоответствие расстояний между отверстиями для крепления амортизаторов к объекту расстояниям между отверстиями основания может привести к возникновению поперечных составляющих реакций амортизаторов, искажающих виброизоляцию системы. Возможные отклонения должны компенсироваться зазорами в крепежных отверстиях.

Для осуществления однонаправленности схемы статического нагружения необходимо выполнять условия, при которых линия действия статической нагрузки параллельна одному из главных направлений каждого из установленных амортизаторов и, кроме того, в положении равновесия блок установлен без перекосов. В противном случае возникает составляющая реакции амортизаторов, направленная перпендикулярно линии действия статической нагрузки.

Выполнение первого условия обеспечивается соответствующей установкой амортизаторов, а второго — применением при монтаже специальных компенсирующих (выравнивающих) прокладок.

Все типы амортизаторов, допускающие статическое нагружение лишь в одном направлении, должны использоваться исключительно в однонаправленных схемах монтажа. Можно допустить лишь незначительные нарушения условий однонаправленности, а именно установку амортизаторов под небольшим углом к линии действия статической нагрузки или незначительный перекос объекта.

В пространственных схемах могут использоваться лишь некоторые типы амортизаторов, например АПН, допускающие действие статической нагрузки под любым углом к оси амортизатора.

Система амортизации может считаться удовлетворительной, если в результате расчета установлено, что максимальные ускорения на амортизированном объекте не превышают допустимых для него значений. Если при вибрационном расчете оказывается, что имеется некоторый запас по допустимым ускорениям, а ударные воздействия приводят к недопустимым перегрузкам, то следует заменить тип амортизаторов и выбрать амортизаторы с более жесткими упругими элементами и менее жесткими ограничительными упорами.

Если недопустимые ускорения на объекте возникают при вибрации, то должны быть применены амортизаторы с меньшей жесткостью. Если опасные вибрационные ускорения возникают в области резонанса, то следует применять амортизаторы с большим демпфированием или увеличить его, используя специальные демпфирующие устройства. В зарезонансной области увеличение демпфирования не может улучшить виброизолирующей характеристики системы.

## 1.2 Схемы монтажа амортизаторов

Схемы расположения амортизаторов относительно центра тяжести аппаратуры могут быть самые разнообразные. В зависимости от конкретных условий монтажа конструктор выбирает ту или иную схему с учетом эксплуатационных режимов и имеющихся зазоров между аппаратурой и смежными конструкциями носителя.

Каждая схема (рисунок 1.1) имеет свои преимущества и недостатки.

Схема нижнего монтажа (рисунок 1.1, а) чаще всего используется для амортизации аппаратуры при воздействии вибрации. Это наиболее простая схема, и часто ее выбирают по привычке без учета недостатков. Наиболее существенный из них состоит в том, что при боковых нагрузках следует предусматривать достаточный зазор между амортизируемым блоком и смежными конструкциями, чтобы избежать соударения. Такие же последствия вызывает несовпадение центра жесткости системы амортизации с центром тяжести аппаратуры. Поэтому схема (рисунок 1.1, а) применяется главным образом в аппаратуре больших самолетов, кораблей и судов.

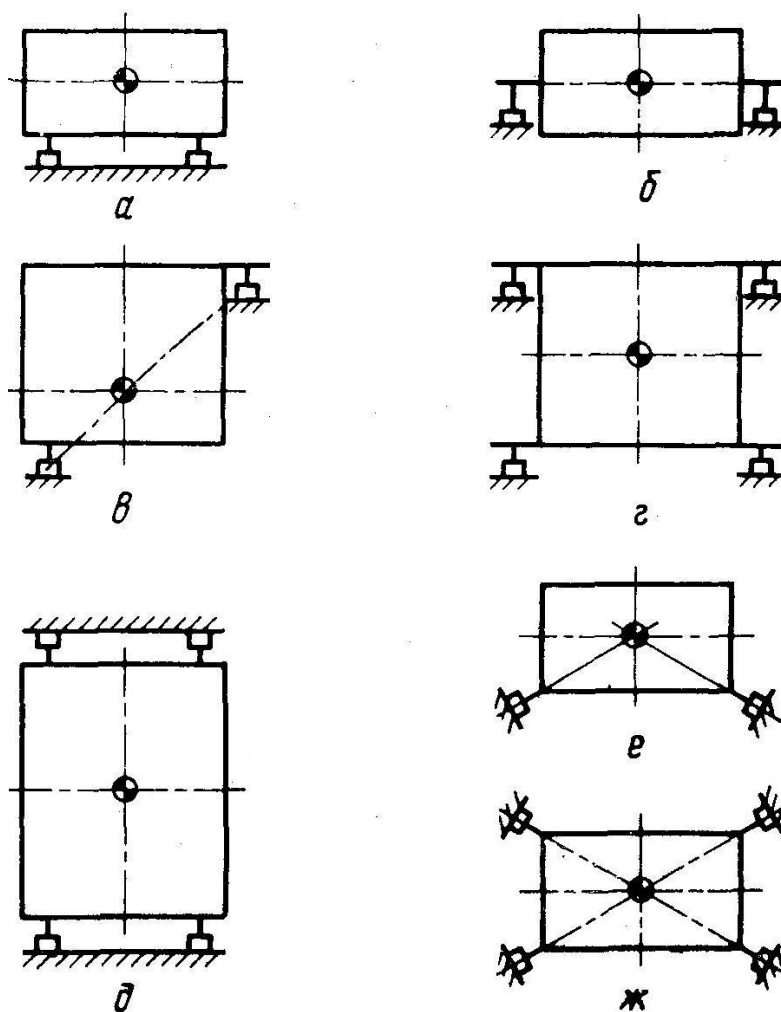


Рисунок 1.1 – Схемы монтажа амортизаторов:

*а* – нижний монтаж; *б* – монтаж в плоскости центра тяжести; *в* – монтаж в диагональной плоскости, проходящей через центр тяжести; *г* – монтаж в двух горизонтальных плоскостях; *д* – двусторонний монтаж; *е* – монтаж под углом, односторонний; *ж* – монтаж под углом, двусторонний.

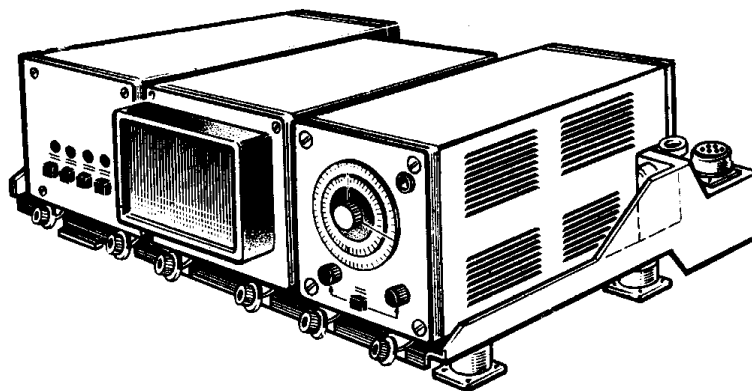


Рисунок 1.2 – Установка блоков РЭС на амортизационном основании.



Схему, в которой амортизаторы расположены в плоскости, проходящей через центр тяжести (рисунок 1.1, б), целесообразно использовать в условиях пространственного нагружения на маневренных реактивных самолетах и ракетах.

Амортизаторы не обязательно располагать в горизонтальной плоскости, проходящей через центр тяжести аппаратуры. Эффективность их не ухудшится при установке на наклонной плоскости, проходящей через центр тяжести, на расстояниях, равных радиусу инерции (рисунок 1.1, в). Если установить аппаратуру таким образом не удастся, то в системе амортизации будут возбуждаться вращательные колебания с частотами, приблизительно равными частотам поступательных колебаний.

Монтаж амортизаторов в двух горизонтальных плоскостях (рисунок 1.1, г) обычно используется при защите блоков (РЭА), у которых отношение, высоты к ширине больше двух. Установка амортизаторов в верхней плоскости обеспечивает дополнительные точки опоры.

Схема монтажа, в которой амортизаторы расположены навстречу один другому, называется двухсторонней (рисунок 1.1, д). Она обеспечивает защиту от воздействия внешних сил, действующих во всех направлениях. Амортизаторы предварительно нагружены, так что каждому из амортизаторов, расположенных внизу системы, соответствует амортизатор в верхней части. Предварительное поджатие делает систему более жесткой, что сдвигает ее собственную частоту в область более высоких частот.

Схема монтажа амортизаторов под углом к осям симметрии блока (рисунок 1.1, е) является наиболее пригодной для изоляции пространственных вибраций, но вместе с тем она и наиболее сложная, так как при небольшом нарушении симметрии в системе возникают все шесть связанных видов собственных колебаний.

Если же центр жесткости совпадает с центром тяжести блока, то все действующие силы будут уравновешены, вращательные колебания будут невелики. Этому условию удовлетворяет схема монтажа амортизаторов, расположенных под углом внизу и сверху блока (рисунок 1.1, ж). В такой схеме все внешние силы уравновешиваются в направлении центра тяжести, что снижает влияние вращательных колебаний. Поскольку характеристики системы амортизации во всех положениях амортизируемого блока одинаковы, то характер движения объекта установки может быть любым.

Амортизируемая аппаратура может устанавливаться непосредственно на амортизаторах, однако такой метод монтажа следует считать устаревшим. Унификация массы, габаритных и присоединительных размеров блоков РЭС позволяет использовать стандартные амортизационные основания (подблочные рамы), которые служат промежуточной конструкцией при установке аппаратуры на амортизаторы. Удобство применения амортизационных оснований заключается в том, что они могут быть разработаны и изготовлены организациями, специально занимающимися вопросами амортизации.

Амортизационное основание состоит из двух частей, разделенных амортизаторами. К одной части крепят аппаратуру, а другая закрепляется неподвижно на объекте установки. Для быстрой повторной установки РЭА или ее замены в основании предусмотрены направляющие и зажимы. Пример установки блоков РЭС на амортизационном основании дан на рисунке 1.2 .

### 1.3 Типовые амортизаторы для защиты радиоаппаратуры

Конструктивные схемы амортизаторов бывают самые разнообразные, но любой из них обязательно содержит упругий элемент, детали, обеспечивающие демпфирование, и детали внешнего оформления, которые служат для крепления амортизатора.

Наиболее существенной частью любого амортизатора является упругий элемент — деталь, обладающая большой податливостью и способная служить механическим фильтром частот колебаний. Он выполняется из эластичного материала (натуральной или синтетической резины) либо из пружинной стали или бериллиевой бронзы. Упругие элементы из эластичного материала имеют самую разнообразную форму, обычно это монолит, работающий на сжатие, растяжение, сдвиг или кручение. Металлические упругие элементы могут изготавливаться в виде витой пружины (цилиндрической, конической или экспоненциальной), троса или металлической структуры (путанки или плетенки из тонкой проволоки). Чаще всего они работают на сжатие, хотя известны и другие случаи нагружения (например, лепестковые амортизаторы работают на изгиб, тросовые — на изгиб и кручение).

Демпфирование колебаний в амортизаторе может осуществляться за счет внутреннего трения в материале, как, например, в резине или металлических пружинах. Однако такое демпфирование обычно бывает слабым.

Стремление увеличить демпфирование в амортизаторах, которые были бы нечувствительны к изменениям внешних условий, привело к появлению амортизаторов, имеющих специальные устройства для рассеяния энергии колебаний. Эти устройства рассеивают колебательную энергию в результате трения, возникающего при взаимном перемещении деталей, осуществляющих воздушное («вязкое») или фрикционное («сухое») трение.

Следовательно, в зависимости от типа упругого элемента амортизаторы можно классифицировать на резиновые и пружинные, а по виду демпфирования — на амортизаторы с внутренним демпфированием в упругом материале, с воздушным, фрикционным и структурным демпфированием.

Таким образом, амортизаторы могут быть разделены на следующие четыре основные группы:

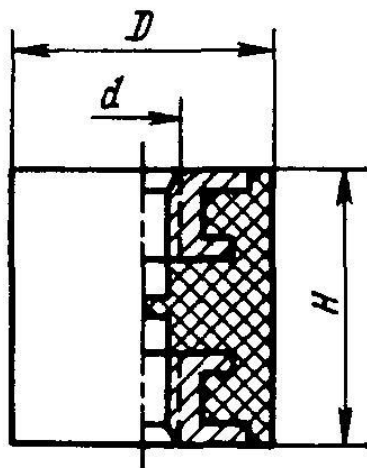
- резино-металлические амортизаторы;
- амортизаторы пружинные с воздушным демпфированием;
- амортизаторы пружинные с фрикционным демпфированием;
- цельнометаллические амортизаторы со структурным демпфированием.

Ниже описаны амортизаторы, являющиеся характерными представителями указанных групп и применяемые наиболее часто в конструкциях бортовой и возимой радиоаппаратуры.

### 1.4 Амортизаторы резино-металлические типа АН

Амортизаторы типа АН («ножка») (рисунок 1.3) чаще всего используются для работы в горизонтальном направлении (на изгиб), но они могут работать и на сжатие. Амортизаторы АН имеют небольшие размеры, удобны в отношении крепления и просты в изготовлении, однако менее прочны, чем АП и АЧ [1] (привулканизированные гайки амортизаторов могут отрываться при вибрации).

Номинальные нагрузки, прогибы и соответствующие им основные размеры амортизаторов представлены в таблице 1.1. Частоты собственных колебаний нагруженных амортизаторов в вертикальном направлении составляют 11—13 Гц, в горизонтальном (при работе на изгиб) 6—7 Гц. Амортизаторы в нормальных условиях обеспечи-



вают виброзащиту с частоты 15 Гц. На рисунках 1.4 и 1.5 показаны частотные характеристики амортизаторов АН (здесь и далее буквой  $\eta$  обозначен коэффициент динамичности).

При низких температурах (минус 50 °С) амортизаторы АН эффективны начиная с частот 35...40 Гц.

Рисунок 1.3 - Амортизатор типа АН.

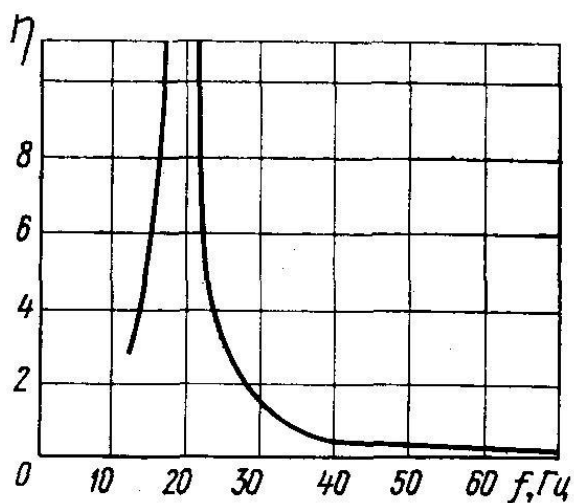


Рисунок 1.4 - Частотная характеристика амортизаторов АН-4, АН-8 в осевом направлении при различных статических нагрузках.

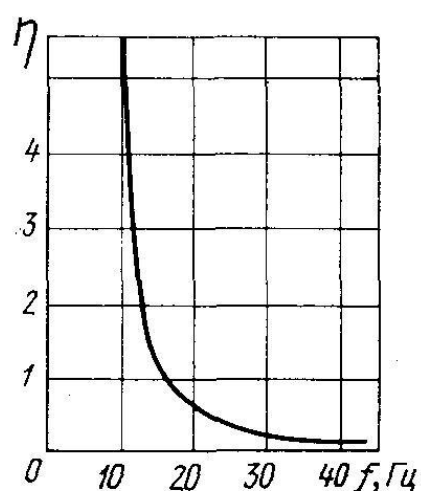


Рисунок 1.5 - Частотная характеристика амортизатора АН-4 в боковом направлении при номинальной статической нагрузке, действующей в осевом направлении.

Таблица 1.1

Тип амортизатора	Номинальная нагрузка, Н	мм			
		Статический прогиб $\delta$	$D$	$d$	$H$
АН-4	40	1,10±0,4	20	М5	30
АН-8	80	0,65±0,25	30	М8	30
АН-10	100	1,20±0,2	20	М5	30
АН-15	150	1,10±0,4	40	М10	40
АН-30	300	1,75±0,15	30	М8	30

### 1.5 Амортизаторы пружинные с воздушным демпфированием типа АД

В амортизаторах типа АД (рисунок 1.6) применена фасонная пружина, обеспечивающая равночастотность амортизатора, т. е. при нагружении пружины различным весом (в допустимых пределах) отношение коэффициента жесткости к массе колеблющейся системы остается примерно постоянным.

Интервал рабочих температур амортизаторов АД лежит в пределах от минус 60 до +70 °С. В условиях низких температур колебания амортизаторов иногда носят явно выраженный аperiodический характер. Частоты собственных колебаний амортизаторов в условиях низких температур и пониженных давлений несколько возрастают вследствие увеличения упругости подмороженного резинового демпфера. Высокая температура окружающей среды, как показали исследования, на работу амортизаторов не влияет.

Показатель затухания (коэффициент демпфирования) амортизаторов АД находится в пределах 0,06...0,5. Основные характеристики амортизаторов приведены в таблице 1.2 .

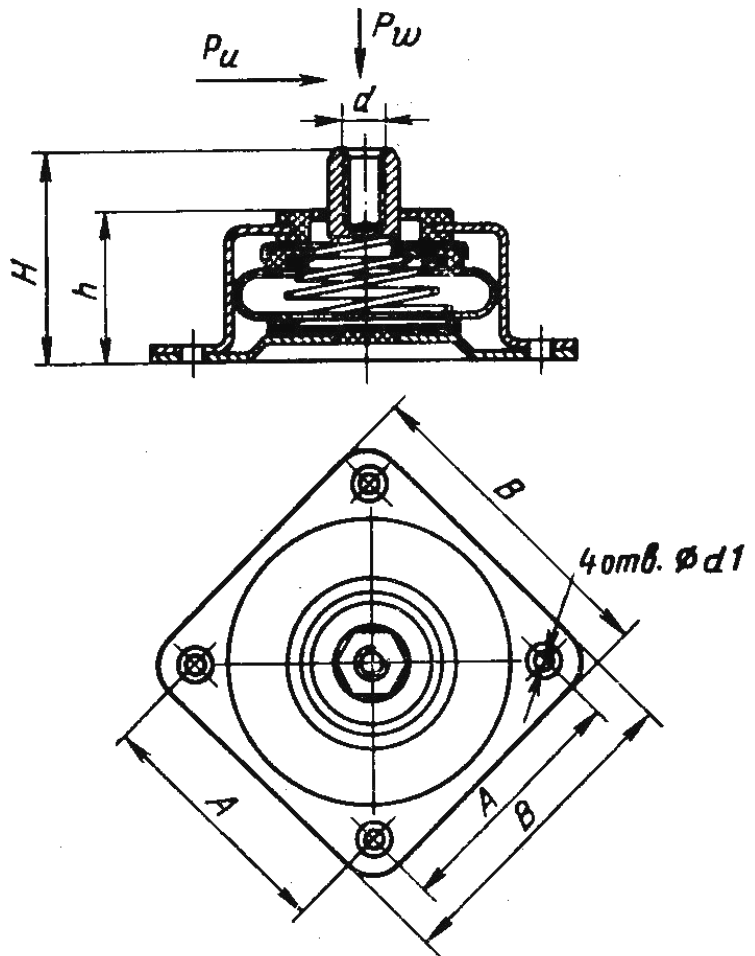


Рисунок 1.6 - Амортизатор типа АД

Таблица 1.2

Амортизатор	Нагрузка на амортизатор, Н	Статическая жесткость, Н/мм	мм					
			A	B	H	h	d	d1
АД-0,6	3 – 6	1,7	26	35	26	19,6	M3	3,2
АД-1,0	6 – 10	2,0						
АД-1,5	10 – 15	2,5	36	48	40	29,2	M6	5
АД-3,0	15 – 30	5,0						
АД-5,0	30 – 50	8,0						
АД-7,0	50 – 70	10,0	50	65	42	29,5	M6	5
АД-10	70 – 100	12,0						
АД-15	100 - 150	16,0						

Амортизаторы АД могут работать при атмосферном давлении 19 мм рт. ст. и влажности 95...98% при температуре +20 °С.

Согласно техническим условиям, амортизаторы предназначены для эксплуатации в условиях вибрации с частотой до 80 Гц при ускорении до 5 g и при воздействии

удара вдоль оси с ускорением до 4 g, длительностью импульса 0,005...0,015 с. Однако испытания и опыт эксплуатации показывают, что амортизаторы АД способны удовлетворительно работать в условиях вибрации до 2000 Гц при ускорении на высоких частотах до 10 g. При соответствующем подходе к данным амортизаторам они успешно могут быть использованы на современных носителях.

В нормальных условиях частоты собственных колебаний нагруженных амортизаторов находятся в пределах 8...10 Гц (рисунки 1.7 и 1.8).

Испытания амортизаторов АД на ударную нагрузку выявили и сравнительно удовлетворительные качества. Применяя эти амортизаторы, можно в некоторых случаях снизить ударные ускорение примерно в 2,8 раза.

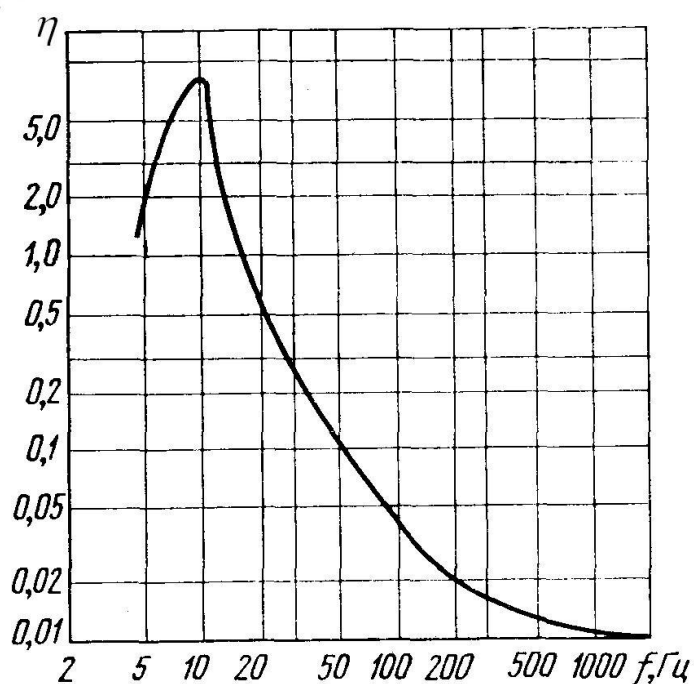


Рисунок 1.7 - Частотная характеристика амортизатора АД в осевом направлении.

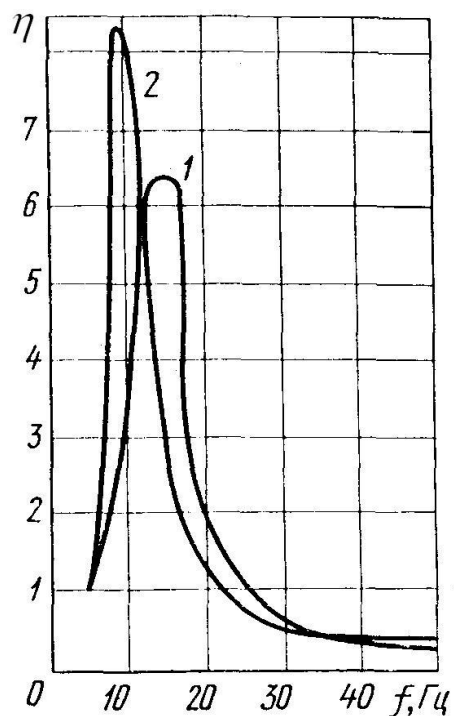


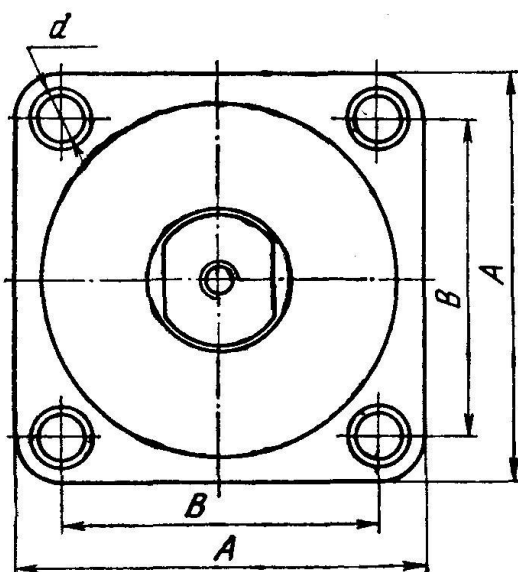
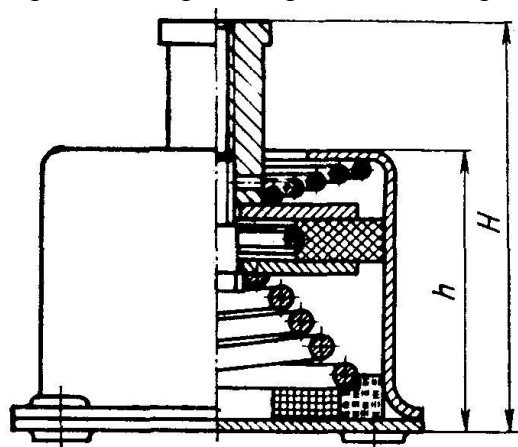
Рисунок 1.8 - Частотные характеристики в боковом направлении для амортизаторов:

- 1 – АД-0,6; АД-1; АД-1,5;
- 2 – АД-3; АД-5; АД-7;
- Δ П-10; Δ П-15

## 1.6 Амортизаторы пружинные с фрикционным демпфированием типов АФД и АПН

**Опорный амортизатор типа АФД** с фрикционным демпфированием предназначен для защиты авиационной аппаратуры от воздействия вибрации. Его упругая система (рисунок 1.9) состоит из двух стальных конических пружин с нелинейной силовой характеристикой. Нижняя основная несущая пружина имеет несколько большую жесткость, чем верхняя. Такое сочетание пружин позволяет сократить габариты амортизатора при одновременном сохранении основных преимуществ относительно мягкого равночастотного амортизатора. Внешняя нагрузка воспринимается вертикальным стержнем, опирающимся через шайбы на конические пружины. В исходном положении пружины имеют предварительное поджатие. При вертикальном перемещении стержня под нагрузкой перемещается зажатая между пружинами диафрагма, собранная из трех пластмассовых сухарей в виде кольца. Она плотно прижимается к внутренней цилиндрической поверхности корпуса с помощью распорной пружины.

Трением диафрагмы о стенки корпуса обеспечивается необходимое рассеивание энергии в амортизаторе и таким образом достигается эффект демпфирования. Распорная пружина диафрагмы создает постоянное прижимное усилие и компенсирует истирание диафрагмы. С целью уменьшения износа диафрагмы и создания стабильного трения внутренняя цилиндрическая поверхность корпуса полируется.



Конические пружины могут воспринимать и горизонтальные вибрации. Демпфирование при этом обеспечивается трением стальных шайб о поверхность диафрагмы.

Для лучшего восприятия ударных нагрузок в нижней части амортизатора имеется специальная упругая шайба, сплетенная из нержавеющей проволоки, которая ограничивает ход диафрагмы при резких ударах.

Амортизаторы предназначены для эксплуатации в условиях температуры окружающего воздуха от минус 60 до +150 °С, относительной влажности 95...98% при температуре +40 °С и давлении до 5 мм рт. ст. Амортизаторы могут работать при вибрации любого направления в диапазоне частот до 300 Гц с ускорением до 5 g при амплитуде вибрации не более 1 мм, ударных ускорениях до 10 g, действующих на основание амортизаторов в вертикальной плоскости по направлению к амортизируемому объекту, до 5 g — от амортизируемого объекта, а также при линейных ускорениях до 10 g, действующих в горизонтальной плоскости в любом направлении и в вертикальной плоскости — в направлении от основания амортизатора к амортизируемому объекту.

направлении от основания амортизатора к амортизируемому объекту.

Амортизаторы АФД в зависимости от допустимой нагрузки вдоль оси разделяются на девять типоразмеров (таблица 1.3) Допускается установка амортизаторов под углом до 15° к направлению действующей нагрузки. В этой же таблице приведены приблизительные значения статического коэффициента жесткости и силы сухого трения в амортизаторе в осевом направлении ( $H_w$ ). Сила сухого трения в амортизаторе в боковом направлении определяется в зависимости от статической нагрузки на амортизатор ( $P_w$ ) по формуле  $H_u, H_w = (0,15...0,25)P_w$ .

По габаритным, установочным и присоединительным размерам амортизаторы АФД разделяются на пять групп (таблица 1.4).

Частотные характеристики амортизаторов АФД в вертикальном и горизонтальном направлениях не имеют резко выраженных резонансов (рисунок 1.10). Частота собственных колебаний амортизаторов в осевом направлении 13...17 Гц, в боковом — 24...26 Гц. Амортизатор может безотказно работать в течение 500 ч, на протяжении двух лет с момента его установки.

Таблица 1.3

Амортизатор	Нагрузка в осевом направлении, Н			Сила сухого трения в осевом направлении, Н	Статический коэффициент жесткости, Н/мм	
	номинальная	минимальная	максимальная		в осевом направлении	в боковом направлении
АФД-1	2,5	2	3	-	1	2
АФД-2	4	3	5	3	2,6	3
АФД-3	6,2	5	7,5	4	4,5	4
АФД-4	10	7,5	12,5	6	7,2	5
АФД-5	16,2	12,5	20	8	14,3	8
АФД-6	25	20	30	11	20	15
АФД-7	40	30	50	20	35	30
АФД-8	75	50	100	32	50	40
АФД-9	150	100	200	50	70	65

Таблица 1.4

Амортизатор	мм					
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>d</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	Резьба
АФД-1	38	29	3,5	41,5	28,6	М4
АФД-2 АФД-3	44	35	3,5	42,5	30	М4
АФД-4 АФД-5	52	41	4,5	47	33,2	М5
АФД-6 АФД-7	59	47	5,5	52	36,7	М6
АФД-8 АФД-9	67	53	5,5	56,5	41	М8

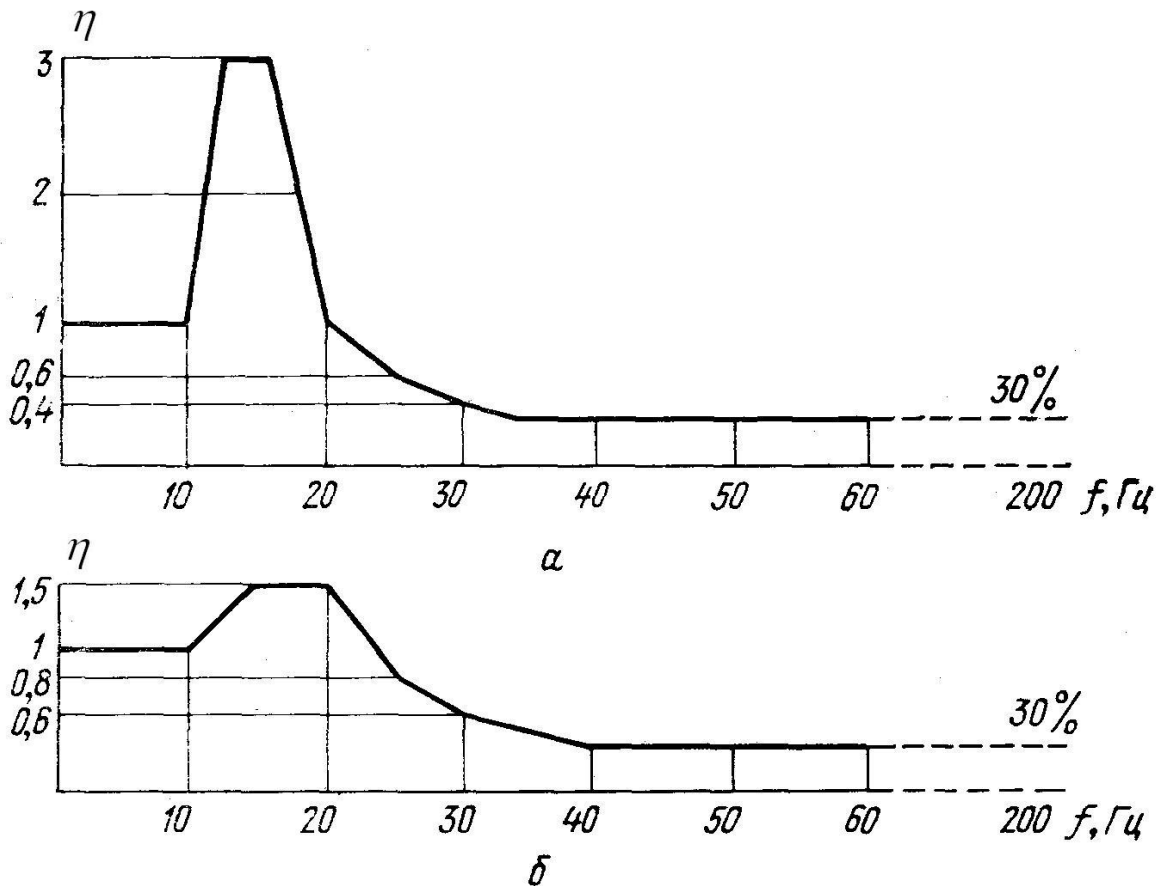


Рисунок 1.10 – Частотные характеристики амортизатора АФД при вибрации в вертикальном (а) и в горизонтальном (б) направлениях

**Амортизаторы пространственного нагружения АПН**, так же как и амортизаторы АПНМ, АПНМТ предназначены для защиты бортовой аппаратуры летательных аппаратов от воздействия вибрации. Конструкция их такая же, как и у амортизаторов АФД (рисунок 1.11). От амортизаторов АФД они отличаются тем, что верхняя пружина в точности соответствует нижней. Это дает возможность использовать амортизаторы АПН под любым углом к направлению действия нагрузки при вибрационных воздействиях.

Амортизаторы АПН, АПНМ и АПНМТ предназначены для эксплуатации при температуре окружающего воздуха (минус 60...+50) °С, относительной влажности 95...98 % и пониженном давлении воздуха до 5 мм рт. ст. в условиях воздействия инея и росы. Кроме того, амортизаторы в тропическом исполнении (АПНМТ) способны работать в условиях солнечной радиации, плесневых грибков и морского тумана.

Амортизаторы предназначены для защиты РЭА от вибрации с частотой до 2000 Гц, действующей в любом направлении, при амплитуде смещения 1 мм до частоты 35 Гц и при максимальном ускорении до 50 g у верхней границы диапазона (рисунок 1.13). Допустимое ускорение ударов достигает 12 g при длительности импульса 0,010...0,015 с (для амортизаторов АПН) и 0,020...0,040 с (для АПНМ и АПНМТ).



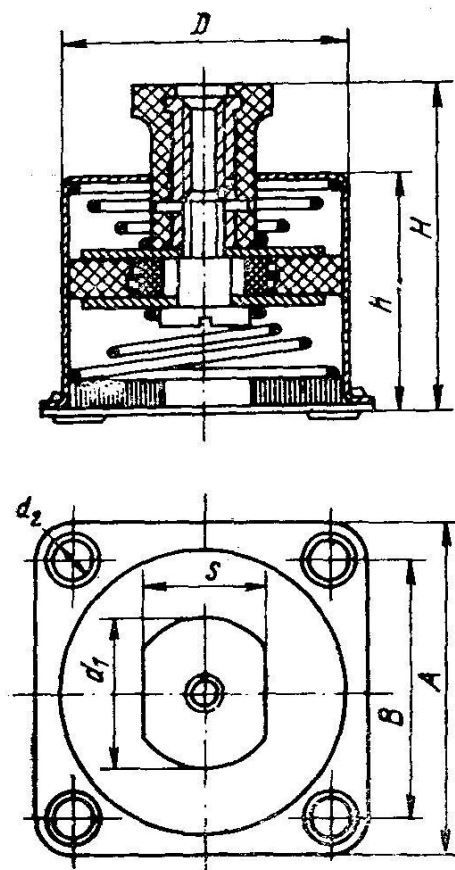


Рисунок 1.11 - Амортизаторы типа АПН.

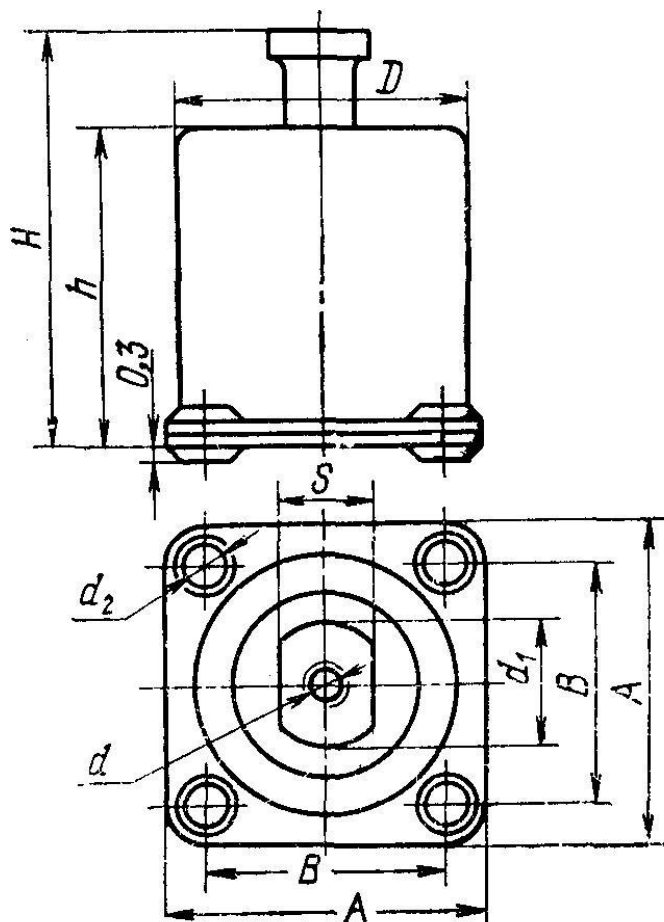


Рисунок 1.12 - Габаритные размеры амортизаторов АПНМ и АПНМТ.

Амортизаторы АПН выдерживают линейные ускорения до 15 g (амортизаторы АПНМ и АПНМТ до 25 g), действующие по направлению оси амортизатора и перпендикулярно ей. В зависимости от величины допустимой нагрузки амортизаторы разделяются на шесть типоразмеров (таблица 1.5).

Значения статических коэффициентов жесткости в осевом и поперечном направлениях, а также силы сухого трения амортизаторов АПН даны в таблице 1.6 .

Габаритные, установочные и присоединительные размеры амортизаторов АПН приведены в таблице 1.7, а амортизаторов АПНМ и АПНМТ – на рисунке 1.12 и в таблице 1.8 .

Таблица 1.5

Амортизатор	Нагрузка в осевом направлении, Н			Амортизатор	Нагрузка в осевом направлении, Н		
	номин.	миним.	максим.		номин.	миним.	максим.
АПН-1	7,5	5	10	АПНМ-1, АПНМТ-1	7	5	9
АПН-2	17,5	10	25	АПНМ-2, АПНМТ-2	14,5	9	20
АПН-3	35	20	50	АПНМ-3, АПНМТ-3	27,5	20	35
АПН-4	55	40	70	АПНМ-4, АПНМТ-4	47,5	35	60
АПН-5	80	60	100	АПНМ-5, АПНМТ-5	75	60	90
АПН-6	120	90	150	АПНМ-6, АПНМТ-6	120	90	150

Таблица 1.6

Амортизатор	Сила сухого трения в осевом направлении, Н	Статический коэффициент жесткости, Н/мм	
		в осевом направлении	в боковом направлении
АПН-1	2	6	13,5
АПН-2	4	10	23
АПН-3	8	25	41
АПН-4	20	31	45
АПН-5	22	48	70
АПН-6	23	50	86

Таблица 1.7

Амортизатор	H	h	A	B	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	S	Масса 1 шт., г
АПН-1	39	28,6	38	29	33	M4, гл. 10	14	Ø4,2	11	50
АПН-2	47	35	44	35	40	M5, гл. 10	17	Ø4,2	14	85
АПН-3	46	35	44	35	40	M5, гл. 10	17	Ø4,2	14	92
АПН-4	56	40,2	52	41	47	M6, гл. 12	20	Ø5,2	17	145
АПН-5	55	40,2	52	41	47	M6, гл. 12	20	Ø5,2	17	160
АПН-6	60	44,7	59	47	55	M8, гл. 12	23	Ø7	19	240

Таблица 1.8

Амортизатор	H	h	A	B	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	S	Масса 1 шт., г
АПНМ-1, АПНМТ-1	46	35	38	29	Ø33	M5	Ø14	Ø4,2	11	50
АПНМ-2, АПНМТ-2	56,5	44	44	35	Ø40	M6	Ø17	Ø4,2	14	85
АПНМ-3, АПНМТ-3	55,5	44	44	35	Ø40	M6	Ø17	Ø4,2	14	95
АПНМ-4, АПНМТ-4	63	48	52	41	Ø47,4	M8	Ø20	Ø5,2	17	160
АПНМ-5, АПНМТ-5	62	48	52	41	Ø47,4	M8	Ø20	Ø5,2	17	175
АПНМ-6, АПНМТ-6	65	49	59	47	Ø55	M8	Ø23	Ø7	19	245

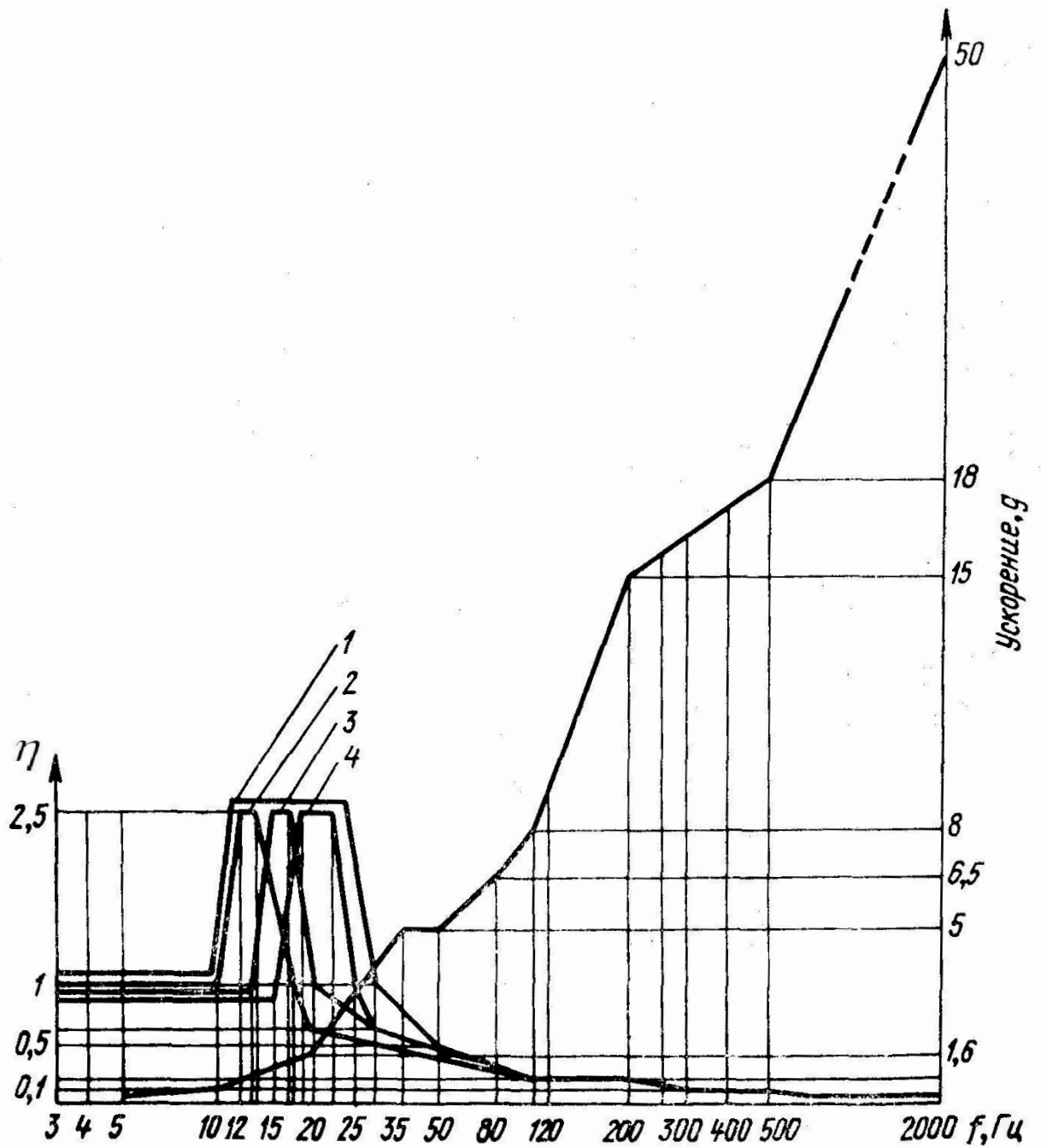


Рисунок 1.13 - Частотные характеристики амортизаторов АПН:  
 1 – при консольном (боковом) нагружении для всех типов;  
 2...4 – при нормальном (осевом) нагружении: 2 – АПН-6;  
 3 – АПН-2; АПН-3; АПН-4; АПН-5; 4 – АПН-1.

### 1.7 Амортизаторы цельнометаллические типа АРМ

Цельнометаллические амортизаторы с регулируемой резонансной частотой типа АРМ предназначены для защиты бортовой аппаратуры летательных аппаратов от воздействия вибрации. Амортизатор состоит из дюралюминиевого фланца с вкладышами из нержавеющей стали, упругих элементов из стальной путанки, опорных шайб и стяжного болта, обеспечивающего возможность регулировки частоты собственных колебаний (рисунок 1.15).

Условия эксплуатации: температура окружающего воздуха минус 60...+150 °С, относительная влажность 95...98 % при +40 °С, пониженное атмосферное давление до 5 мм рт. ст. Амортизаторы могут работать в диапазоне частот от 5 до 1500 Гц при амплитудах до 25 мм на низких частотах и ускорениях до 30 g на высоких частотах.

Амортизатор выдерживает ударные ускорения до 6 g при длительности ударных импульсов до 0,05 с, действующих вдоль ося амортизатора, а также работает при линейных ускорениях до 10 Н, действующих как вдоль, так и перпендикулярно оси амортизатора. Амортизаторы делятся на типоразмеры в зависимости от величины допустимой нагрузки (таблица 1.9).

Коэффициент динамичности на резонансной частоте не превышает трех (рисунок 1.14). Амортизатор имеет коэффициент передачи ударного ускорения при максимальной нагрузке не более 2 при ускорении до 5 g и не более 2,5 при ускорении до 6 g.

Амортизаторы способны работать 2000 ч на протяжении двух лет с момента установки на носителе.

Таблица 1.9

Амортизатор	Нагрузка в осевом направлении, Н		
	номин.	миним.	максим.
АРМ-25	200	150	250
АРМ-40	325	250	400
АРМ-60	500	400	600

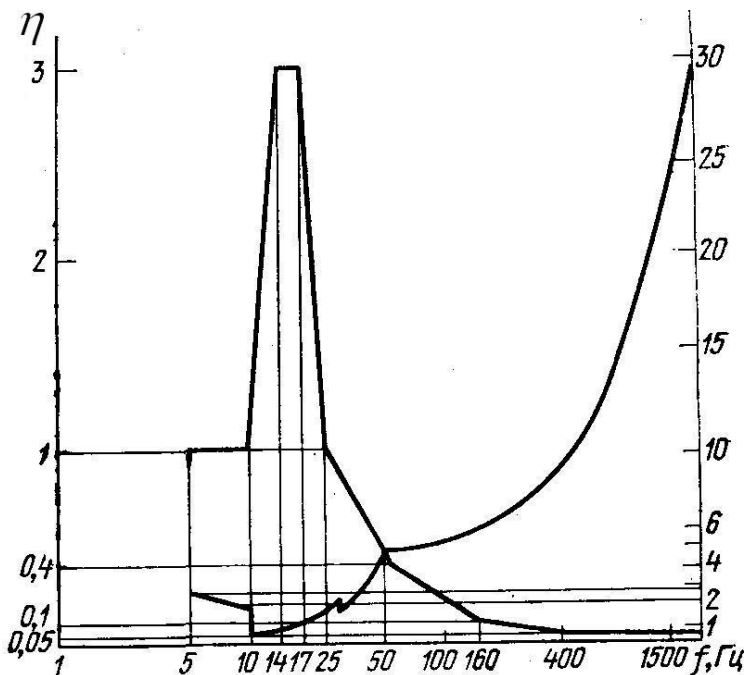


Рисунок 1.14 - Частотная характеристика амортизатора АРМ

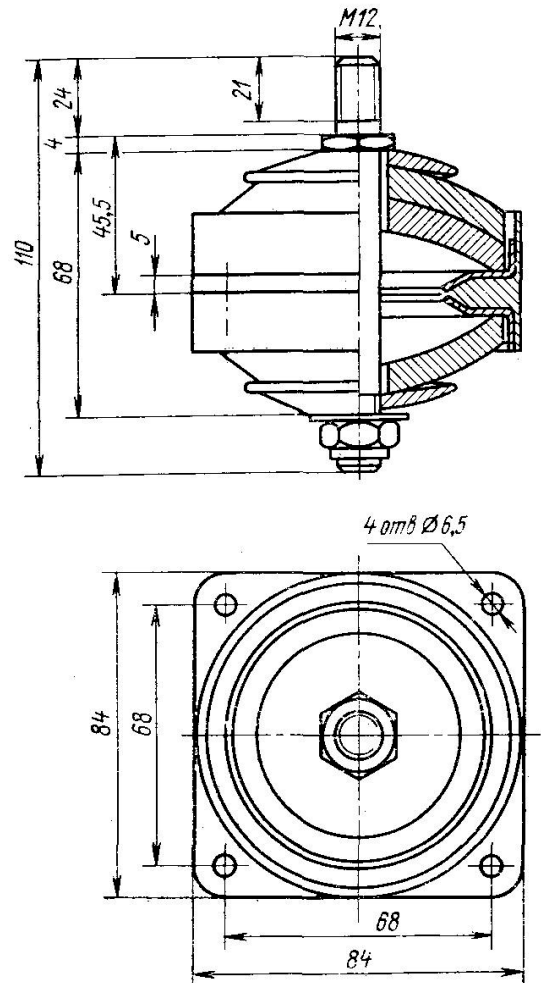


Рисунок 1.15 - амортизатор АРМ-40

## 2 Статический расчёт системы амортизации РЭС

2.1 Определяют координаты центра тяжести РЭС:

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n G_i X_i}{G}; \quad Y = \frac{\sum_{i=1}^n G_i Y_i}{G}; \quad Z = \frac{\sum_{i=1}^n G_i Z_i}{G} \quad (2.1)$$

где  $X_i, Y_i, Z_i$  – координаты центров тяжести (или геометрических центров) крупногабаритных электрорадиоэлементов (ЭРЭ) и функциональных узлов (ФУ). Корпуса блока обычно рассматривается как один из ФУ;

$G_i = m_i \cdot g$  – вес  $i$ -го ЭРЭ или ФУ, Н;

$G = \sum G_i$  – вес РЭС (блока);

$m_i$  – масса  $i$ -го ЭРЭ или ФУ, кг;

$n$  – число ЭРЭ и ФУ, включая корпус блока.

### Внимание!

При расчете центра тяжести РЭС начало координат обычно связывают с одним из углов блока (для блоков прямоугольной формы), от которого и отсчитывают координаты всех ЭРЭ и ФУ.

Далее в расчетах за начало координат принимают найденный **центр тяжести блока**.

2.2 Выбирают схему монтажа амортизаторов. Схемы монтажа амортизаторов приведены на рисунке 1.1 .

2.3 Находят нагрузку  $F_i$  на каждый амортизатор.

Расчёт нагрузки для различных схем монтажа амортизаторов рассмотрен в [1].

Для наиболее часто применяемой схемы нижнего монтажа четырёх амортизаторов (рисунок 1.16) нагрузку определяют по формулам

$$F_1 = G \frac{a_2 b_2}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}, \quad (2.2)$$

$$F_2 = G \frac{a_1 b_2}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}, \quad (2.3)$$

$$F_3 = G \frac{a_1 b_1}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}, \quad (2.4)$$

$$F_4 = G \frac{a_2 b_1}{(a_1 + a_2)(b_1 + b_2)}. \quad (2.5)$$

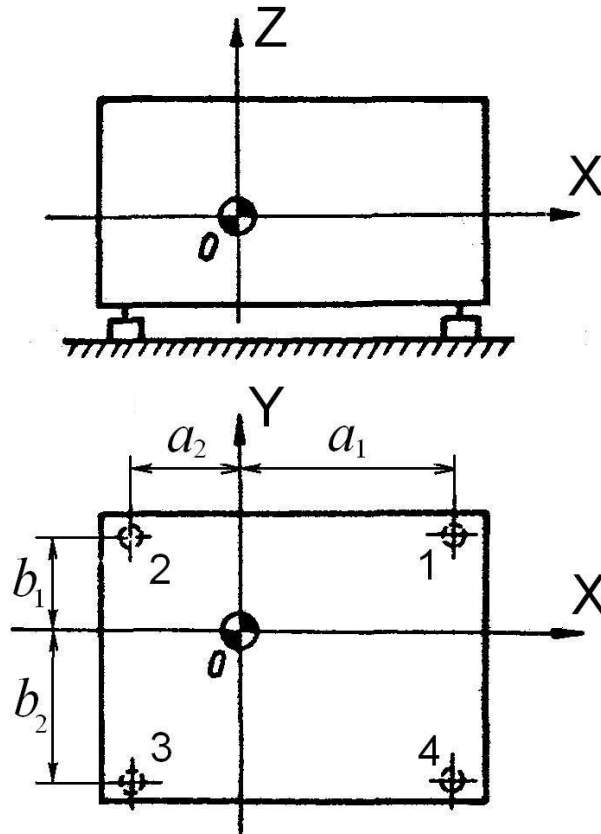


Рисунок 1.16 - К расчету статических нагрузок, приходящихся на амортизаторы системы.

### 2.5 Определяют толщину выравнивающих прокладок амортизаторов.

Выравнивающие прокладки применяют в тех случаях, когда выбраны разные номиналы амортизаторов или когда нагрузка на них не одинакова.

Толщина выравнивающей прокладки для  $i$ -го амортизатора рассчитывается по формуле

$$\Delta_i = \delta_i - \delta_{\text{БП}} + \Delta h_i, \quad (2.6)$$

где  $\delta_i$  – деформация (статический прогиб)  $i$ -го амортизатора;

$\delta_{\text{БП}}$  – деформация одного из амортизаторов, устанавливаемого без прокладки (обычно наименее деформированного);

$\Delta h_i = H_{\text{БП}} - H_i$  – разность габаритных высот амортизаторов в ненагруженном состоянии.

Величину деформации (статического прогиба) амортизатора  $\delta_i$  определяют по статистической характеристике амортизатора (зависимости реакции амортизатора от величины статического прогиба) или приближенно:

$$\delta_i = F_i / k_{cm}, \quad (2.7)$$

где  $k_{cm}$  – статический коэффициент жесткости амортизатора, приводимый в его технических характеристиках (см., например, таблицу 1.2).

### 3 Расчет системы амортизации РЭС на вибрационное воздействие

3.1 Определяют частоты собственных колебаний амортизированной системы (блока РЭС, установленного на амортизаторах).

В общем случае амортизированная система имеет 6 связанных форм собственных колебаний соответственно 6 степеням свободы (3 – поступательные движения вдоль осей координат и 3 – вращательные движения относительно осей координат).

Количество частот и их величины зависят от конструкции блока, схемы монтажа, типа амортизаторов и могут быть определены по формулам [1, 2].

Для РЭС, установленного на амортизаторы по схеме нижнего монтажа, обычно ограничиваются расчетом частоты собственных колебаний в вертикальном направлении (как для системы с одной степенью свободы). При этом угловая частота собственных колебаний определяется по формуле:

$$\omega_0 = \sqrt{k_{\Sigma} / m}, \quad (3.1)$$

где  $k_{\Sigma} = \sum k_{cm.i}$  – суммарная статическая жесткость системы амортизаторов,  $H/m$ ;  
 $m$  – масса РЭС, кг.

3.2 Определяют коэффициент динамичности блока РЭС с амортизаторами.

Для этого используют амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) выбранного амортизатора. АЧХ наиболее часто применяемых амортизаторов приведены на рисунках 1.4, 1.5, 1.7, 1.8, 1.10, 1.13, 1.14.

3.3 Определяют максимальную амплитуду виброускорения на блоке РЭС в заданном диапазоне частот вибрации:

$$W = \eta \cdot W_0 \quad (3.2)$$

где  $\eta$  – максимальная величина коэффициента динамичности (определяемая обычно на нижней частоте диапазона частот вибраций объекта установки);  
 $W_0$  – амплитуда виброускорения на соответствующей частоте вибраций объекта установки.

Амплитуды виброускорений могут быть выражены в единицах  $g$  (ускорения свободного падения).

3.4. Сравнивают амплитуду виброускорения на блоке РЭС с допустимой величиной.

Если найденная величина превышает допустимую, то, начиная с анализа исходных данных, повторяют расчёт. При анализе исходных данных обращают внимание на амплитудный спектр вибрационных воздействий и возможность изменения места установки РЭС на объекте.

## 4 Расчет системы амортизации РЭС на ударное воздействие

### 4.1. Упрощенный метод

4.4.1 Для разработанной системы амортизации строят характеристики:

- силовую ударную (зависимость деформации относительно точки статического нагружения от силы удара);
- характеристику ударной энергоемкости (зависимость потенциальной энергии, запасенной в амортизаторах, от их деформации при ударе относительно точки статического нагружения) для системы амортизации.

Характеристики силовые ударные  $F(\delta)$  и характеристики ударной энергоемкости  $\Pi(\delta)$  для наиболее применяемых амортизаторов АД, АФД, АПН приведены на рисунках 4.1 – 4.6.

Построение суммарных характеристик производят путем сложения характеристик используемых в системе амортизаторов. Сила, соответствующая величине деформации в суммарной силовой ударной характеристике, определяется сложением сил из силовых ударных характеристик при этой же деформации.

Аналогично строят суммарную характеристику энергоемкости путем сложения характеристик энергоемкости амортизаторов при фиксированных деформациях.

4.1.2 Определяют приращение скорости основания, на котором установлено РЭС с амортизаторами, за время удара

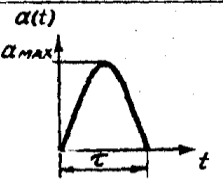
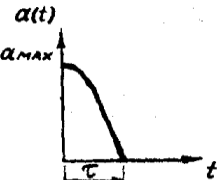
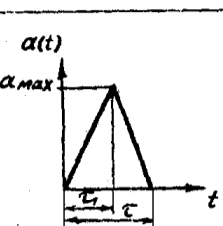
$$\Delta v = \int_0^{\tau} a(t) dt, \quad (4.1)$$

где  $\tau$  - длительность ударного импульса, с;

$a(t)$  – аналитическая зависимость ударного ускорения,  $m/c^2$ .

В таблице 4.1 приведены формулы определения  $v$  для простых форм ударного импульса.

Таблица 4.1

Форма ударного импульса	Аналитическая зависимость $a(t)$	Перемещение за время удара $\Delta y$	Приращение скорости основания за время удара $\Delta v$	Параметры эквивалентных прямоугольных импульсов	
				$a_{экв}$	$\tau_{экв}$
	$a = a_{max} \sin \frac{\pi}{\tau} t$	$\frac{a_{max} \tau^2}{\pi}$	$\frac{2}{\pi} a_{max} \tau$	$\frac{2}{\pi} a_{max}$	$\tau$
	$a = a_{max} \cos \frac{\pi}{2\tau} t$	$\frac{4\tau^2}{\pi^2} a_{max}$	$\frac{2}{\pi} a_{max} \tau$	$\frac{a_{max}}{2}$	$\frac{4}{\pi} \tau$
	$a = \frac{a_{max} t}{\tau - \tau_1}$ при $0 < t < \tau_1$ ; $a = \frac{a_{max} (\tau - t)}{\tau - \tau_1}$ при $\tau_1 < t < \tau$	$\frac{a_{max} \tau (2\tau - \tau_1)}{6}$	$\frac{1}{2} a_{max} \tau$	$\frac{3}{4} \frac{a_{max} \tau}{(2\tau - \tau_1)}$	$\frac{2}{3} (2\tau - \tau_1)$



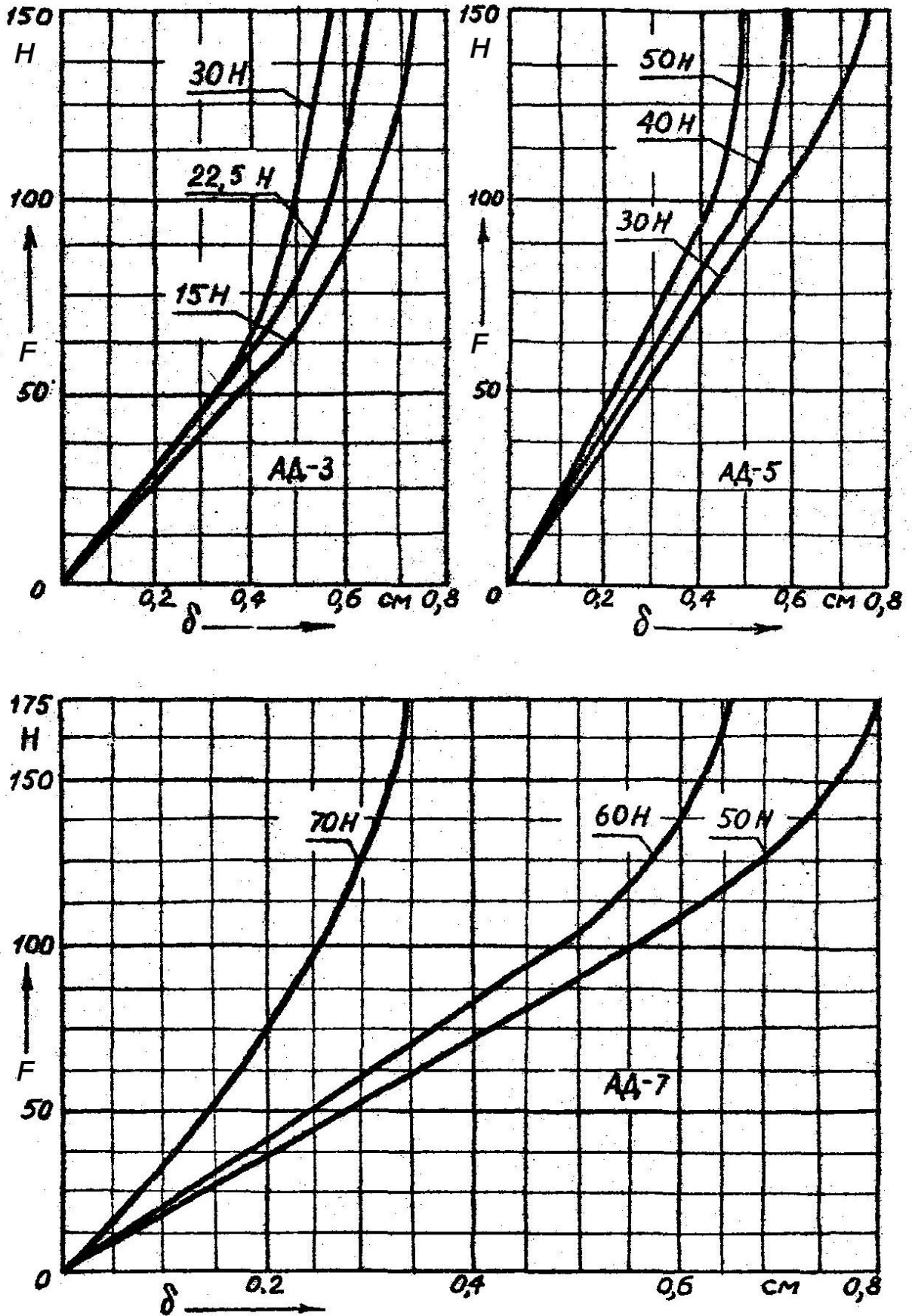


Рисунок 4.1 - Силовые ударные характеристики амортизаторов АД-3; АД-5; АД-7.

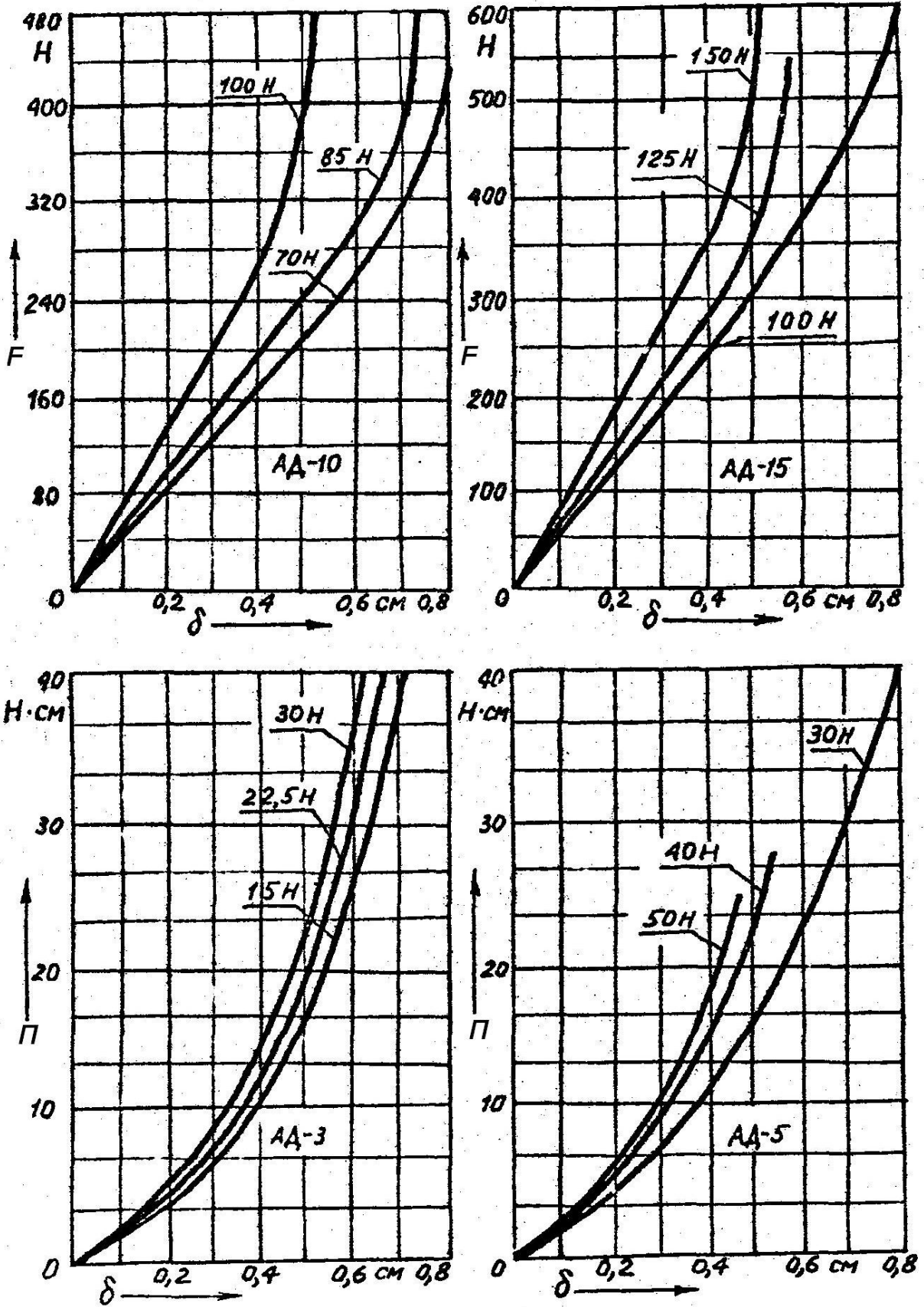


Рисунок 4.2 - Силовые ударные характеристики амортизаторов АД-10; АД-15 и характеристики ударной энергоемкости амортизаторов АД-3; АД-5.

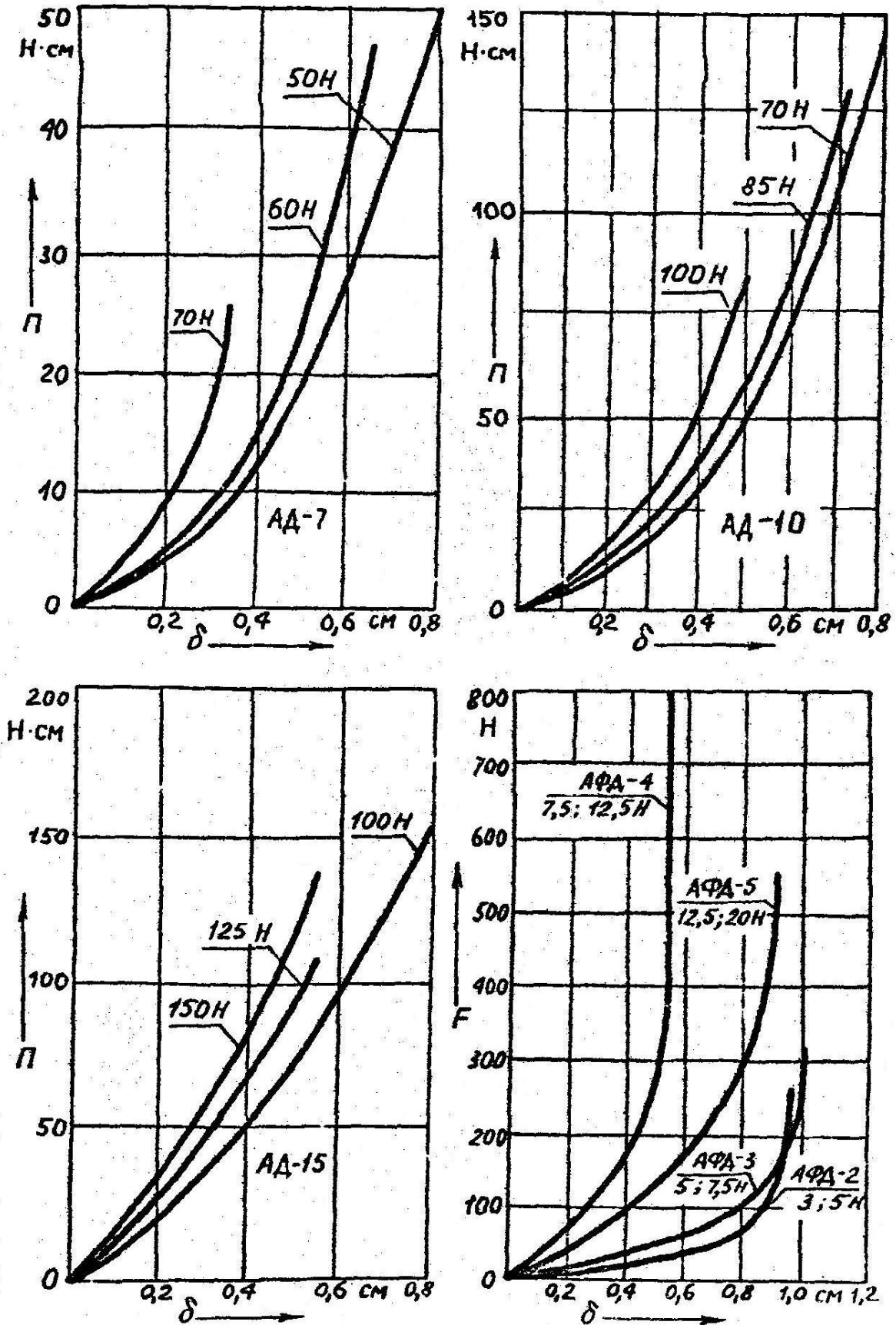


Рисунок 4.3 - Характеристики ударной энергоемкости амортизаторов АД-7; АД-10; АД-15 и силовые ударные характеристики амортизаторов типа АФД.

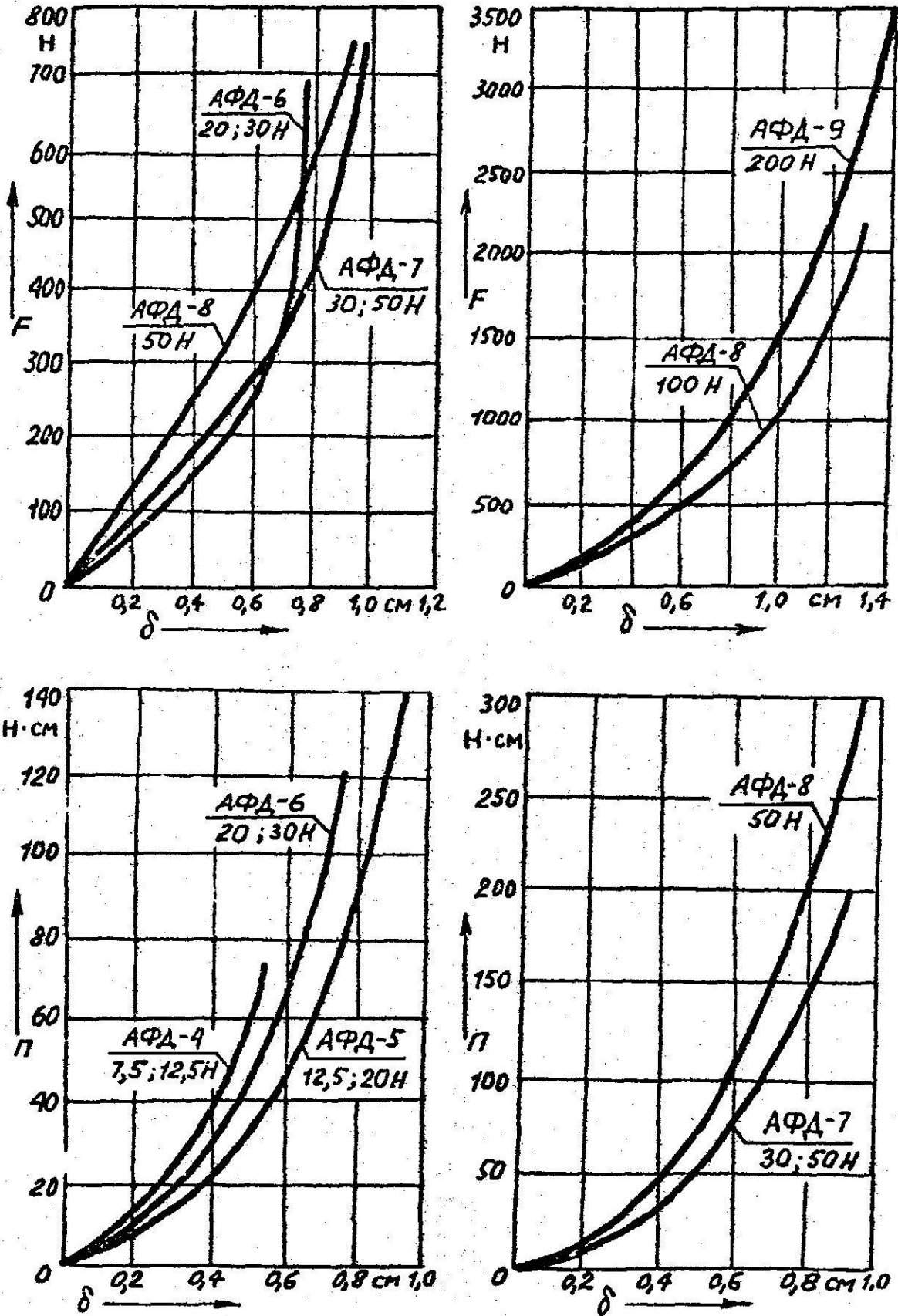


Рисунок 4.4 - Силовые ударные характеристики амортизаторов АФД-6; АФД-7; АФД-8; АФД-9 и характеристики ударной энергоемкости амортизаторов АФД-4; АФД-5; АФД-6; АФД-7; АФД-8.

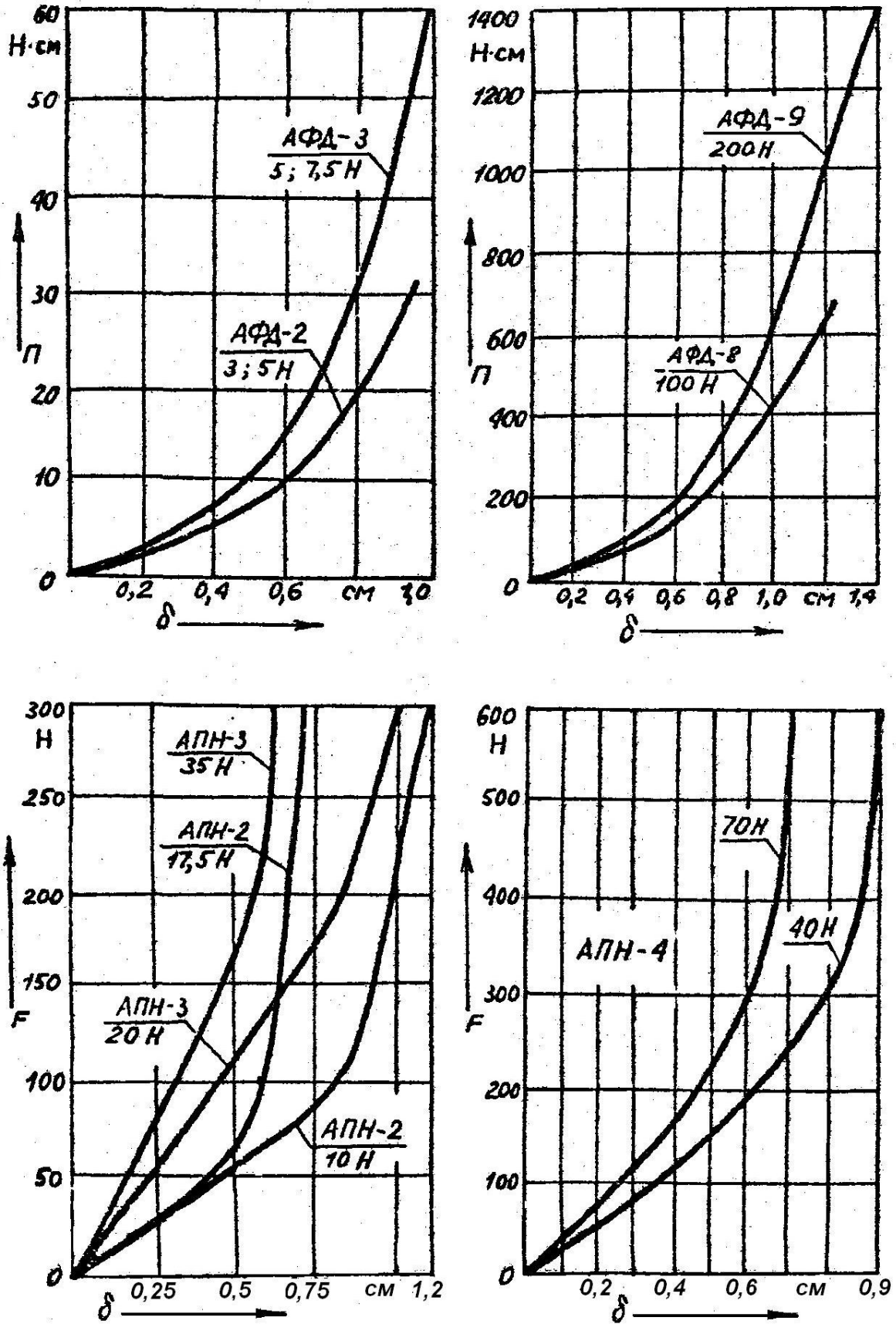


Рисунок 4.5 - Характеристики ударной энергоемкости амортизаторов АФД-2; АФД-3; АФД-8; АФД-9 и силовые ударные характеристики амортизаторов АПН-2; АПН-3; АПН-4.

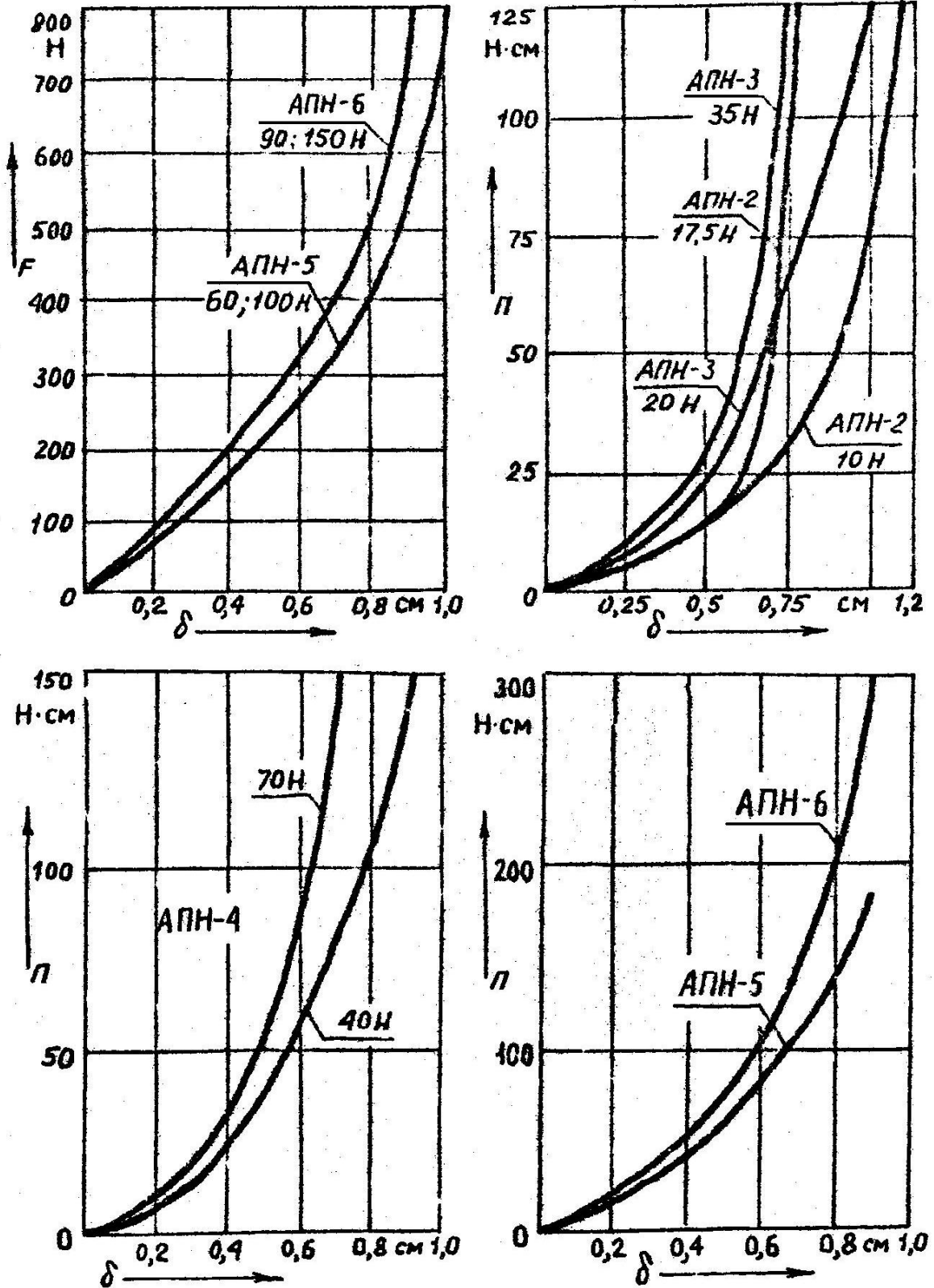


Рисунок 4.6 - Силовые ударные характеристики амортизаторов АПН-5; АПН-6 и характеристики ударной энергоемкости амортизаторов АПН-2; АПН-3; АПН-4; АПН-5; АПН-6.

4.1.3 Находят приращение кинетической энергии РЭС  $\Delta T$  при ударе (в ньютонах на метр) по формуле

$$\Delta T = m(\Delta v)^2 / 2, \quad (4.2)$$

где  $m$  – масса РЭС, кг.

4.1.4 Определяют максимальную деформацию системы амортизации  $\delta_{max}$ , соответствующую  $P(\delta_{max})$ , по суммарной характеристике энергоёмкости из условия полного перехода кинетической энергии перемещения РЭС относительно объекта установки в потенциальную энергию сжатых (деформированных) амортизаторов:

$$\Delta T = P(\delta_{max}). \quad (4.3)$$

Максимальная деформация амортизаторов  $\delta_{max}$  не должна превышать максимального свободного хода (прогиба), зависящего от типоразмера амортизатора.

4.1.5 По суммарной ударной силовой характеристике системы амортизации находят реакцию амортизаторов  $F_{max}$ , соответствующую максимальной деформации  $\delta_{max}$ , и определяют максимальное ускорение РЭС в результате удара:

$$W_{max} = F_{max} / m. \quad (4.4)$$

4.1.6 Проверяют применимость упрощенного метода:

4.1.6.1 Определяют перемещение основания за время удара

$$\Delta y = \int_0^{\tau} dt \int_0^{\tau} a(t) dt \quad (4.5)$$

Формулы для определения перемещения основания за время удара для простых форм импульсов приведены в таблице 4.1.

4.1.6.2 По характеристике суммарной энергоёмкости находят потенциальную энергию амортизаторов  $P(\Delta y)$  при их деформации на величину  $\Delta y$ .

4.1.6.3 Проверяют неравенство

$$P(\Delta y) / \Delta T \leq 0,1 \dots 0,2. \quad (4.6)$$

Если условие (4.6) выполняется, то упрощённый метод применим, иначе следует воспользоваться уточненным методом.

## 4.2 Уточнённый метод

4.2.1 Определяют параметры эквивалентного прямоугольного импульса предлагая, что два удара различной формы оказывают эквивалентное воздействие на амортизируемое РЭС, если перемещение основания и приращения его скорости в обоих случаях одинаковы, т.е.

$$\Delta y = \Delta y_{эkv}; \quad (4.7)$$

$$\Delta v = \Delta v_{эkv}, \quad (4.8)$$

где  $\Delta y_{эkv} = a_{эkv} \tau_{эkv}^2 / 2$  - перемещение основания при воздействии эквивалентного прямоугольного импульса;

$\Delta v_{эkv} = a_{эkv} \tau_{эkv}$  - приращение скорости основания за время действия эквивалентного прямоугольного импульса.

Формулы для расчёта параметров эквивалентных прямоугольных импульсов приведены в таблице 4.1.

4.2.2 Вычисляют зависимость скорости деформации амортизаторов во время удара  $v$  от деформации  $\delta$  по формуле (4.9)

$$v = \sqrt{2\{a_{эkv} \cdot \delta - [P(\delta) / m]\}}, \quad (4.9)$$

где  $P(\delta)$  – потенциальная энергия амортизаторов при деформации  $\delta$ , определяемая по графику суммарной энергоёмкости системы.

Расчёт зависимости  $v(\delta)$  ведут по точкам, отстоящим друг от друга на величину

$$\Delta\delta = \Delta y/n, \quad (4.10)$$

где  $n = 5 \dots 10$  – число точек.

4.2.3 Строят график зависимости деформации амортизаторов  $\delta$  от времени  $t$  (рисунок 4.7). Для этого по графику  $v(\delta)$  определяют среднее значение скорости деформации  $v_{i\text{cp}}$  для каждой точки (на рисунке 4.7 – пять точек). Отрезки времени, в течение которых происходит деформация амортизаторов на величину  $\Delta\delta_i$ , определяют по формуле

$$\Delta t_i = \Delta\delta_i/v_{i\text{cp}} \quad (4.11)$$

Полученные значения  $\Delta t_i$  складывают последовательно и строят график  $\delta(t)$ . Построение графика ведут до момента  $t = \tau_{\text{экв}}$ , соответствующего окончанию эквивалентного прямоугольного импульса.

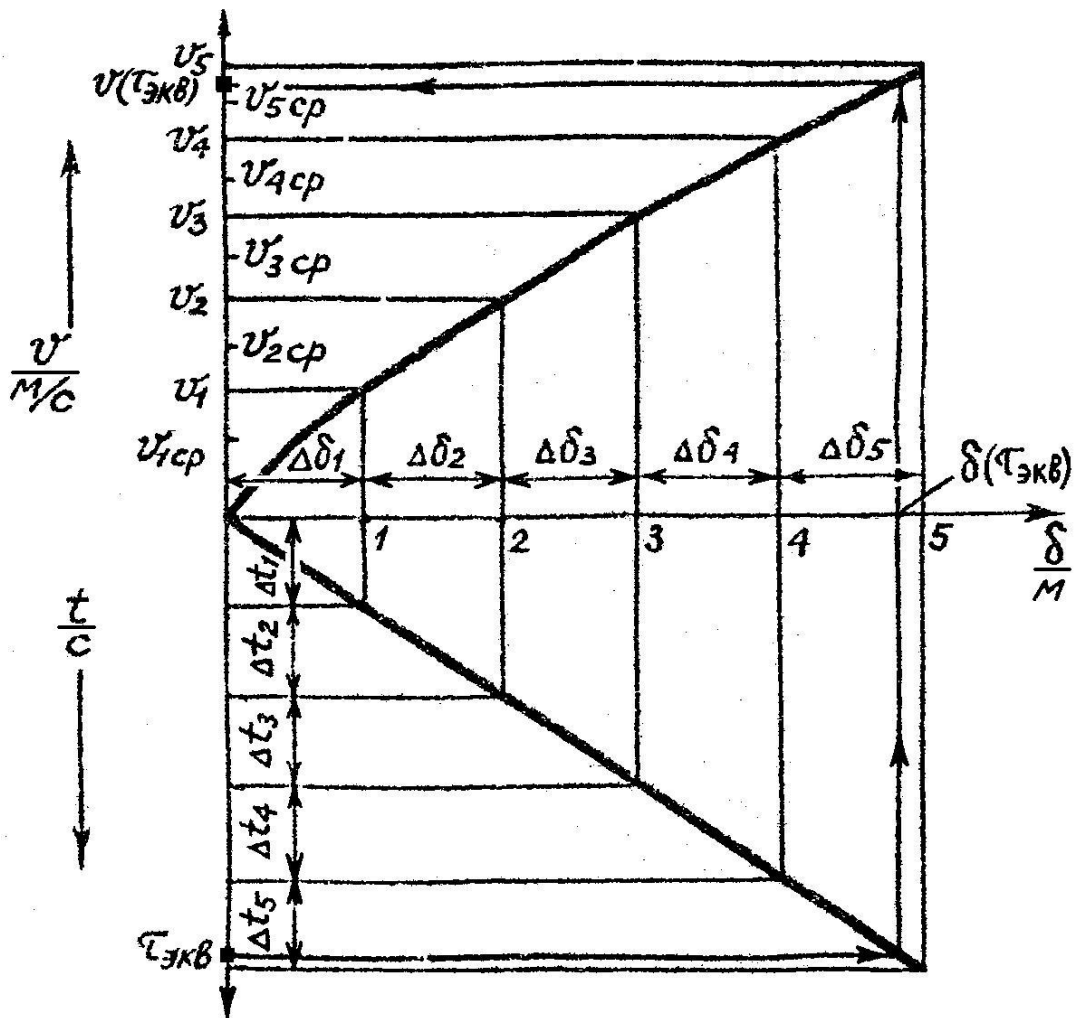


Рисунок 4.7 – Пример построения зависимости деформации амортизаторов  $\delta$  от времени при ударе длительностью  $\tau_{\text{экв}}$ .



4.2.4 По графикам  $v(\delta)$  и  $\delta(t)$  определяют значение скорости объекта  $v$  и деформации амортизатора  $\delta$  в момент  $t = \tau_{экр}$ .

4.2.5 Вычисляют полную энергию системы по формуле

$$П(\delta_{max}) = П(\delta_{т экв}) + (mv_{т экв}^2 / 2), \quad (4.12)$$

где  $П(\delta_{т экв})$  – потенциальная энергия амортизаторов, соответствующая деформации в конце удара, т.е. в момент времени  $t = \tau_{экр}$ ;  
 $mv_{т экв}^2 / 2$  – кинетическая энергия объекта, соответствующая скорости в конце удара.

Значение  $П(\delta_{т экв})$  определяют по характеристике суммарной энергоёмкости системы.

4.2.6 По графику суммарной энергоёмкости определяют максимальную деформацию амортизаторов  $\delta_{max}$  при свободном движении объекта, соответствующую полной энергии системы  $П(\delta_{max})$  в момент  $t = \tau_{экр}$ .

4.2.7 По суммарной силовой ударной характеристике системы находят максимальную реакцию амортизаторов  $F_{max}$ , соответствующую их максимальной деформации  $\delta_{max}$ .

4.2.8 Определяют максимальное ускорение РЭС от удара по формуле (4.4).

4.2.9 Полученное значение  $W_{max}$  сравнивают с допустимым значением, которое определяется конструкцией блока.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Суровцев Ю.А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Сов. радио, 1974. – 175 с.: ил.

2 Каленкович Н.И. и др. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств: Учеб. пособие для вузов / Н.И. Каленкович, Е.П. Фастовец, Ю.В. Шамгин. – Мн.: Выш. шк., 1989. – 244 с.: ил.

3 Кечиев Л.Н., Петров Б.В. Расчет системы амортизации на вибрационные и ударные воздействия: Методические указания по конструкторскому практикуму. – М.: МИЭМ, 1976. – 24 с.: ил.

4 Майер А.К., Кондаков А.К. Конструирование РЭС. Расчет системы амортизации РЭС: Методические указания по конструкторскому практикуму для студентов специальности 2303. – Томск: ТИАСУР, кафедра КИПР, 1992. – 27 с.: ил.