

9. БУФЕРА

Лекция 17

9.1. Классификация

- В лифтах должны быть предусмотрены буфера, расположенные в прямке на нижнем предельном уровне положения кабины и противовеса, которые являются составной частью концевой системы безопасности.
- Если буфера закреплены на кабине или противовесе должен быть предусмотрен упор высотой не менее 0,5 в конце пути движения.
- Упор для буферов противовеса не требуются, если невозможно неумышленно попасть под противовес.
- Лифты с жестким приводом также должны иметь буфера наверху кабины, чтобы вступать в работу за верхним пределом пути перемещения.

- Если предусмотрен противовес, буфера кабины не должны вступать в работу, пока буфера противовеса не будут полностью сжаты.
- Существует два основных типа буферов:
 - (1) энергонакопительные,
 - (2) энергорассеивающие.
- (1) Энергонакопительные буфера, с или без амортизации обратного хода, могут использоваться при номинальной скорости до 1,0 м/с или до 1,6/с, соответственно.

- Общий возможный ход буфера не должен быть меньше чем двойной путь торможения при скорости равной 115% номинальной скорости v :

$$2 \cdot \frac{(1,15v)^2}{2 \cdot g_n} \approx 0,135 \cdot v^2 \quad (9.1)$$

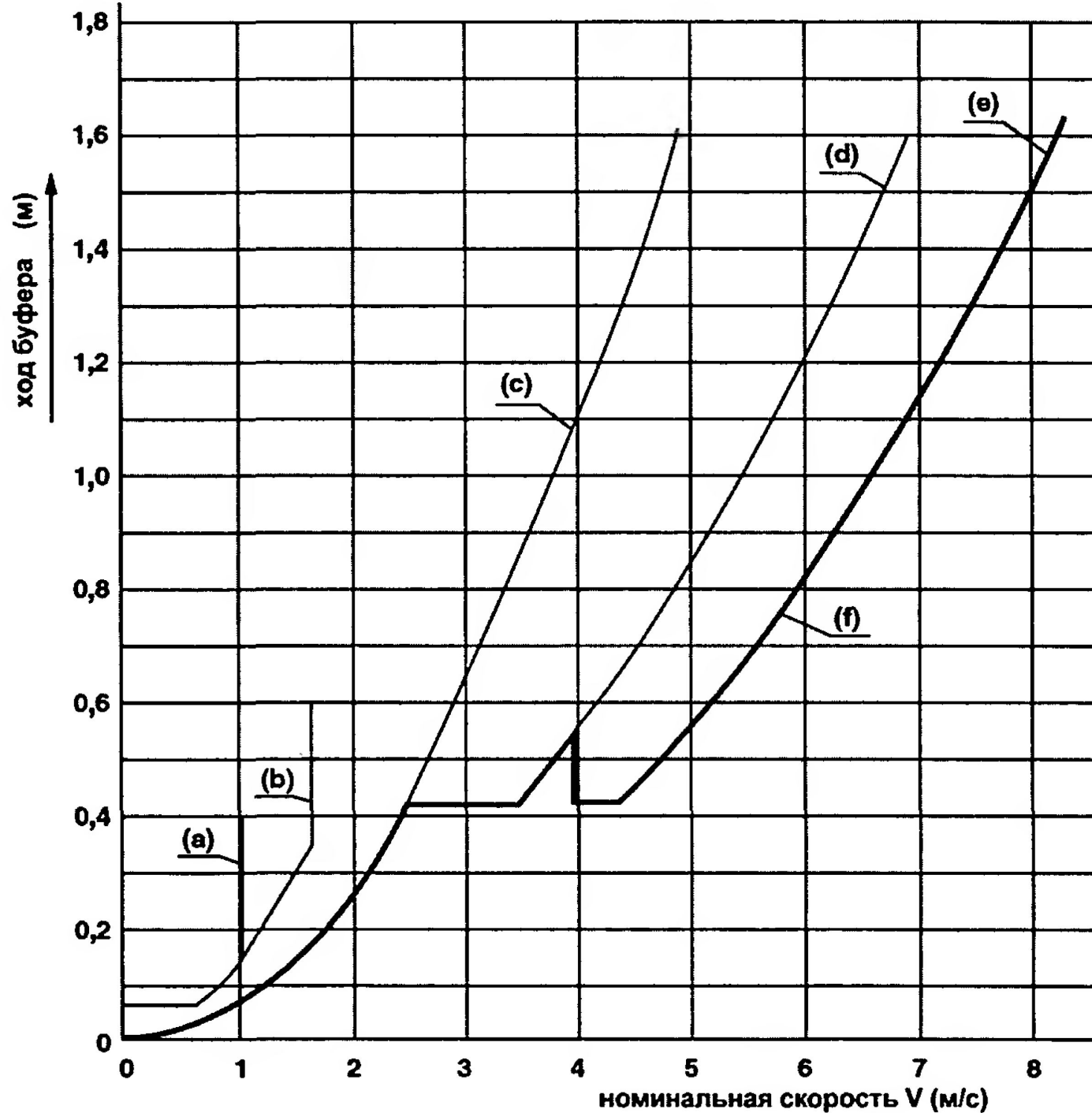
и, ни в коем случае, не меньше 65 мм.

- Ход должен быть пройден при статической нагрузке, в 2,5-4 раза превышающей суммарную массу кабины и номинального груза (или массы противовеса) в Европе, и в 2-3 раза в США.

- (2) Энергорассеивающие буфера могут использоваться независимо от номинальной скорости лифта.
- Общий возможный ход должен быть по меньшей мере равен тормозному пути замедления с ускорением равным ускорению гравитации при скорости составляющей 115% номинальной, скорости, т.е. $0,0674v^2$.
- Буфера с уменьшенным рабочим ходом могут использоваться, когда предусмотрено устройство, которое обеспечивает эффективное замедление лебедки перед прибытием кабины на конечные посадочные площадки. Уменьшенная скорость может использоваться вместо номинальной скорости при расчете хода буфера; однако, оно должно составлять не менее:
 - (a) 50% от $0,674 v^2$, если номинальная скорость v не превышает 4 м/с;
 - (b) 33% от $0,674v^2$, если номинальная скорость v превышает 4 м/с.

- В любом случае рабочий ход не должен быть меньше 420 мм.
- С номинальной нагрузкой в кабине в случае свободного падения и со скоростью соударения, равной той, для которой производится расчет буфера, среднее ускорение торможения не должно превышать g_n .
- Ускорение торможения, превышающее $2,5-g_n$, должно длиться не более 0,04 секунд.
- Величины хода требуемые для определенного типа буфера в зависимости от номинальной скорости представлены на рис. 9.1.

- Рис. 9.1. График, показывающий величины хода требуемые для буферов:
- (а) энергонакапливающие; (b) энергонакапливающие с амортизацией обратного хода;
- (с) энергорассеивающие без уменьшения хода; (d) энергорассеивающие с уменьшением хода на 50%; (e) энергорассеивающие с уменьшением хода на 33%; (/) минимальный возможный ход, когда преимущества получены за счет использования всех



9.2. Полиуретановые буфера (энергонакопительные)

- Полиуретановые буфера для малых номинальных скоростей в некоторых странах стали очень популярными.
- Характеристики буфера могут быть математически выражены следующим образом:

$$F = c \cdot x^n, \quad (\text{Н}), \quad (9.2)$$

- где F - сила реакции буфера (Н), c - жесткость буфера (Н/мм)
их- сжатие буфера (мм).

- Зависимость F от x нелинейная, т.к. показатель степени $n \neq 1$.
Механическая работа F вдоль траектории x равна сумме кинетической энергии кабины в момент соударения с буфером и потенциальной энергии кабины, соответствующей сжатию буфера.
- Уравнение 9.3 выражает закон сохранения энергии

$$\int_0^x c \cdot x^n \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_0^2 - v^2) + m \cdot g_n \cdot x, \quad (9.3)$$

- В уравнении 9.3 приняты следующие обозначения: v_0 - скорость кабины в момент соударения (м/с); v - скорость кабины в текущий момент времени t , когда сжатие буфера x (м/с); m - общая масса загруженной кабины (кг).
- Из уравнения 9.3 скорость v может быть выражена в зависимости от x :

$$v^2 = v_0^2 - 2 \cdot g_n \cdot \left[\frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x \right]. \quad (9.4)$$

- Двучлен в скобках представляет разницу между показательной функцией и линейной функцией, описываемой прямой линией.
- Математический анализ показывает, что скорость кабины после соударения сначала увеличивается до максимального значения $v_{\text{макс}}$, а затем начинает падать до начальной величины (рис. 9.2). В результате равенство $v = v_0$ имеет место при

$$(1) \quad x_1 = 0,$$

$$(2) \quad \frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x_3 = 0,$$

$$x_3 = \sqrt[n]{\frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c}}.$$

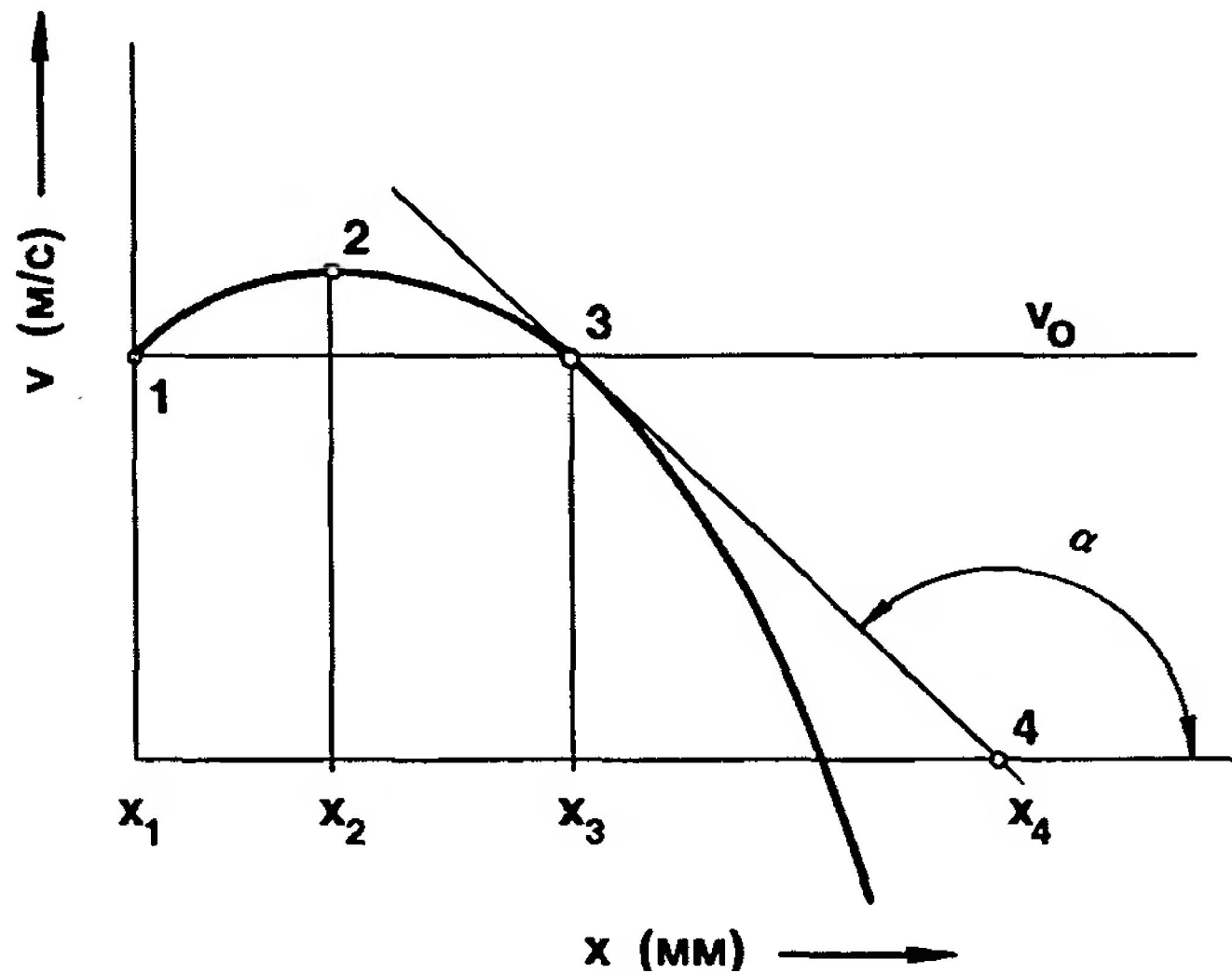
- Чтобы найти экстремум функции (x_2) необходимо $\frac{dv}{dx} = 0$,

$$2 \cdot v \cdot \frac{dv}{dx} = -2 \cdot g_n \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 \right),$$

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{g_n}{v} \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 \right) = 0,$$

$$\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 = 0,$$

$$x_2 = \sqrt[n]{\frac{m \cdot g_n}{c}}. \quad (9.5)$$



• Рис. 9.2. График зависимости скорости v от траектории x

- Дифференцирование скорости уравнения 9.4 дает уравнение для замедления или ускорения, соответственно:

$$a = -g_n \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x^n - 1 \right). \quad (9.6)$$

- Важные величины, характеризующие первый период остановки:
- (a) Для $x = x_1$, $F = 0$, $a = g_n$, $v = v_0$.
- (b) Для $x = x_2$, $F = m \cdot g_n$, $a = 0$,

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot g_n \cdot \frac{n}{n+1} \cdot \sqrt[n]{\frac{m \cdot g_n}{c}} = v_{\max}^2.$$

- (с) Для $x = x_3, F = (n+1) \cdot m \cdot g_n, a = -n \cdot g_n, v = v_0$.
- После того, как скорость кабины упала до v_0 (точка 3 рис. 9.2), она быстро уменьшается, пока не станет равной нулю.
- Абсолютное значение ускорения замедления кабины увеличивается до максимума в конце траектории кабины, когда достигается максимальное сжатие буфера.

- В тот момент, когда кабина останавливается, применяется следующее уравнение:

$$v_0^2 - 2 \cdot g_n \cdot \left(\frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x \right) = 0 \quad (9.7)$$

- Уравнение 9.7 может быть преобразовано следующим образом:

$$x^{n+1} - \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c} \cdot x - \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{2 \cdot g_n \cdot c} \cdot v_0^2 = 0 \quad (9.8)$$

- После упрощения получим:

$$x^{n+1} - C_1 \cdot x - C_2 = 0, \quad (9.9)$$

где

$$C_1 = \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c},$$
$$C_2 = \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{2 \cdot g_n \cdot c} \cdot v_0^2 = C_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g_n}. \quad (9.10)$$

- Используя информацию, включенную в EN 81-1, мы можем определить значения показателя n и жесткость буфера c .
- Максимальная сила сжатия буфера должна быть между значениями $2,5 \cdot m \cdot g_n$ и $4 \cdot m \cdot g_n$
- Для $x = x_3$ $F - (n+1) \cdot m \cdot g_n$. Эта сила должна быть значительно меньше $2,5 \cdot m \cdot g_n$, т.к. загруженная кабина все еще в движении после того, как она достигла точки 3 и сжимающая сила все еще увеличивается:

$$(n + 1) \cdot m \cdot g_n < 2,5 \cdot m \cdot g_n$$

$$n < 1,5$$

(9.11)

- Таким образом, значение n лежит между 1 и 1,5.

- Принимая во внимание нормативы в отношении минимального сжатия буфера, т.е. $x_{\min} = 0,135v^2$, после достижения минимального сжатия должен быть небольшой резерв и поэтому сила реакции F для $x = v_0^2/g_n$ не должна превышать $4 \cdot m \cdot g_n$

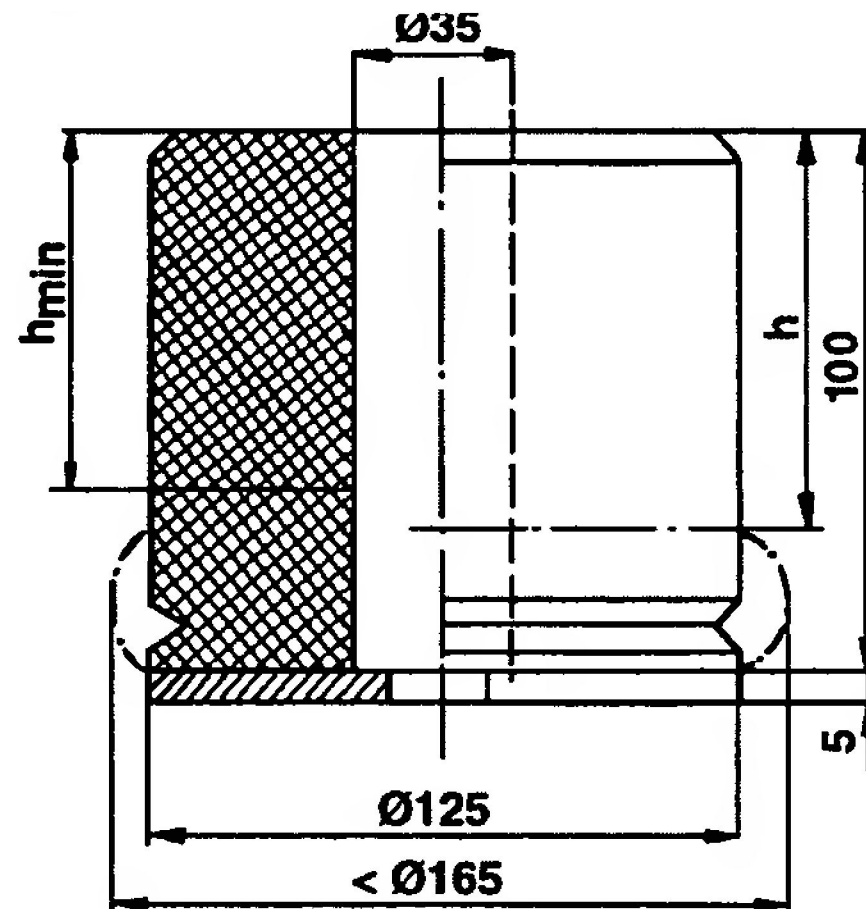
$$c \cdot \left(\frac{v_0^2}{g_n} \right)^n < 4 \cdot m \cdot g_n$$

- Отсюда:

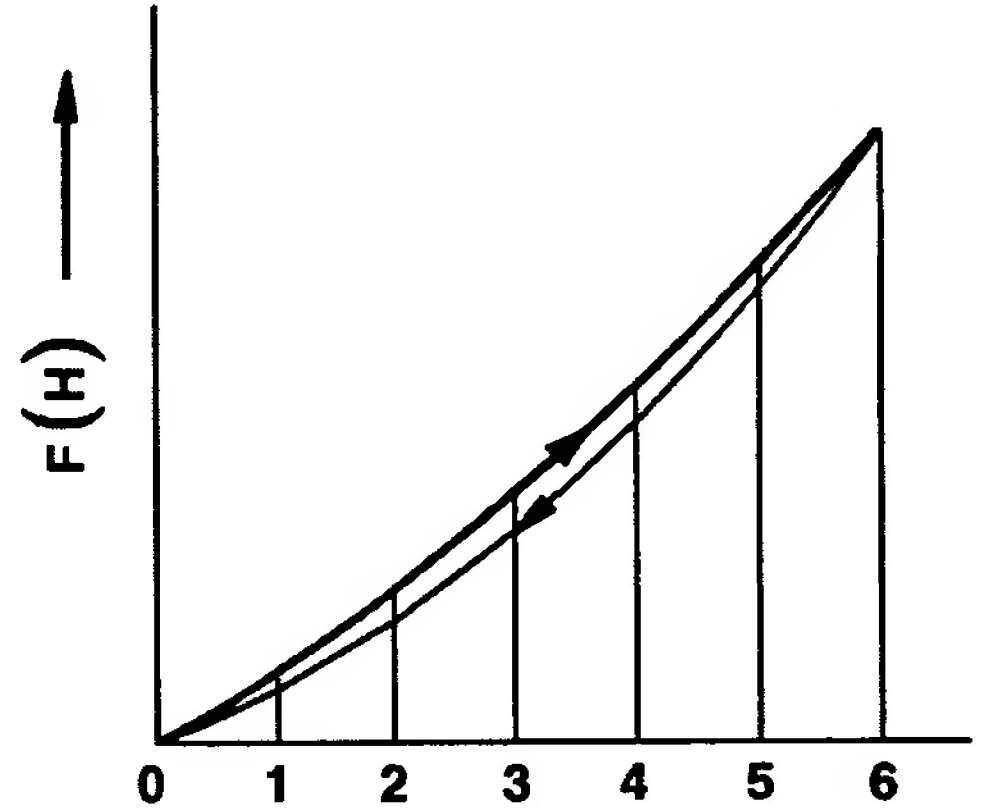
$$c < 4 \cdot m \cdot g_n \cdot \left(\frac{g_n}{v_0^2} \right)^n \quad (9.12)$$

- На рис. 9.3 показан полиуретановый буфер с частичным разрезом. Величины полного h и минимального сжатия $h_{\min}$ показаны на этом рисунке.

- Рис. 9.3. Схема полиуретанового буфера

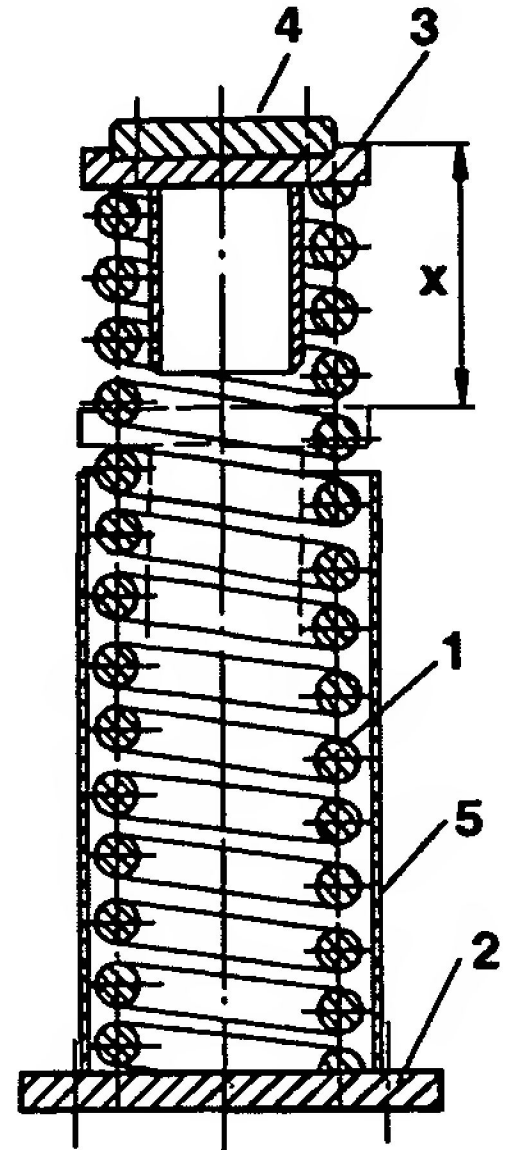


- Рис. 9.4. График зависимости силы F от сжатия x для полиуретанового буфера
- Характеристики полиуретанового буфера для показателя степени $n = 1,3$, показаны на рис. 9.4, при медленной загрузки и разгрузки, соответственно.
- Форма кривых указывает на наличие гистерезиса, так как кривые нагрузки и разгрузки не совпадают.



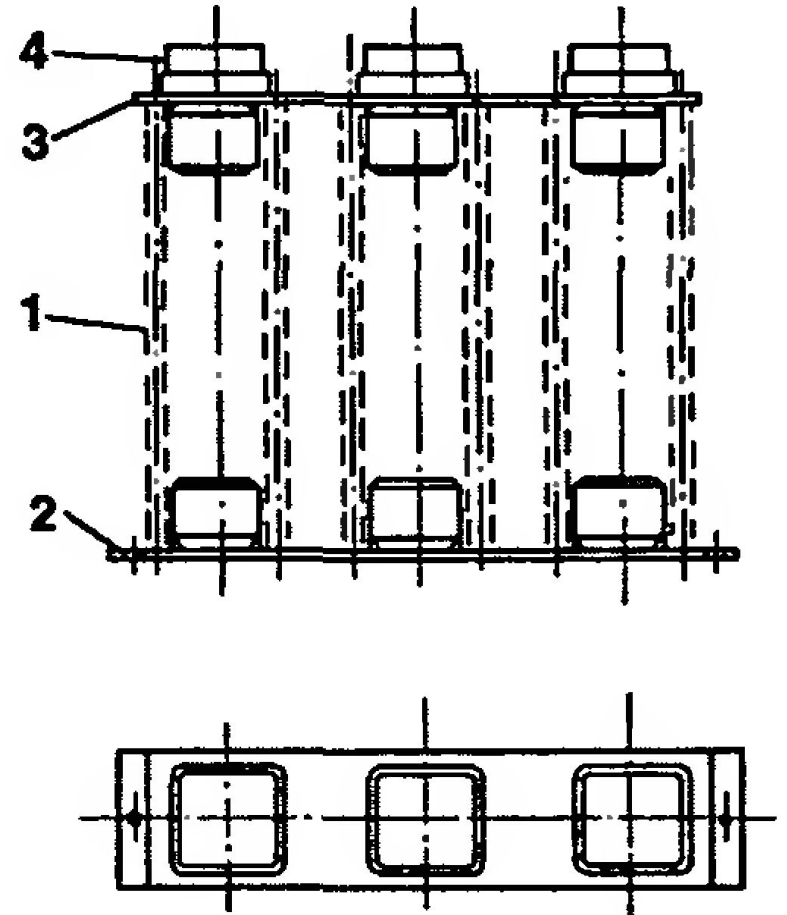
9.3. Пружинные буфера (энергонакопительные)

- Основной компонент этого типа буфера - обычно цилиндрическая пружина, выполненная из круглой или квадратной проволоки; однако, некоторые производители предпочитают спиральные пружины. Типичный буфер с цилиндрической пружиной представлен на рис. 9.5.
- 1 — цилиндрическая пружина из круглой проволоки, 2 - нижняя опорная плита буфера, 3 - верхняя опорная плита буфера, 4 - резиновая прокладка для демпфирования начального удара, 5 - цилиндр для центрирования пружины



- Буфер, состоящий из трех параллельно установленных цилиндрических пружин, показан на рис. 9.6.

- Рис. 9.6. Трех пружинный
- буфер: 1 - пружины,
- 2 - нижняя опорная плита буфера,
- 3 - верхняя опорная плита буфера,
- 4 - резиновый амортизатор



- При увеличенной тормозной силе удобнее устанавливать параллельно две или три пружины, так как высота буфера будет меньше чем при установке одной пружины с теми же характеристиками.
- Определение размеров пружинного буфера производится на основе анализа напряжений.
- Как правило, используются цилиндрические пружины, выполненные из круглой стальной проволоки, с постоянным углом подъема рабочих витков.
- Учитывается только напряжение кручения, так как влияние других напряжений незначительно.

- Применяемый метод расчета основан на предположении о равномерном распределении напряжений по поперечному сечению проволоки.
- Так как известно, что напряжение увеличивается с уменьшением расстояния от оси пружины, и оно достигает своего максимального значения в самой ближайшей к оси точке, должна быть учтена поправка на основе использования коэффициента Вайля (Wahl) ψ .

- Величина ψ зависит от отношения D_s/d и рассчитывается по следующей формуле:

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0,25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}}, \quad (9.13)$$

- где D_s - центральный диаметр пружины (мм), а d - диаметр проволоки (мм).

- Зависимость ψ от соотношения D_s/d показана на графике рис. 9.7, так, что значение ψ может быть легко определено.

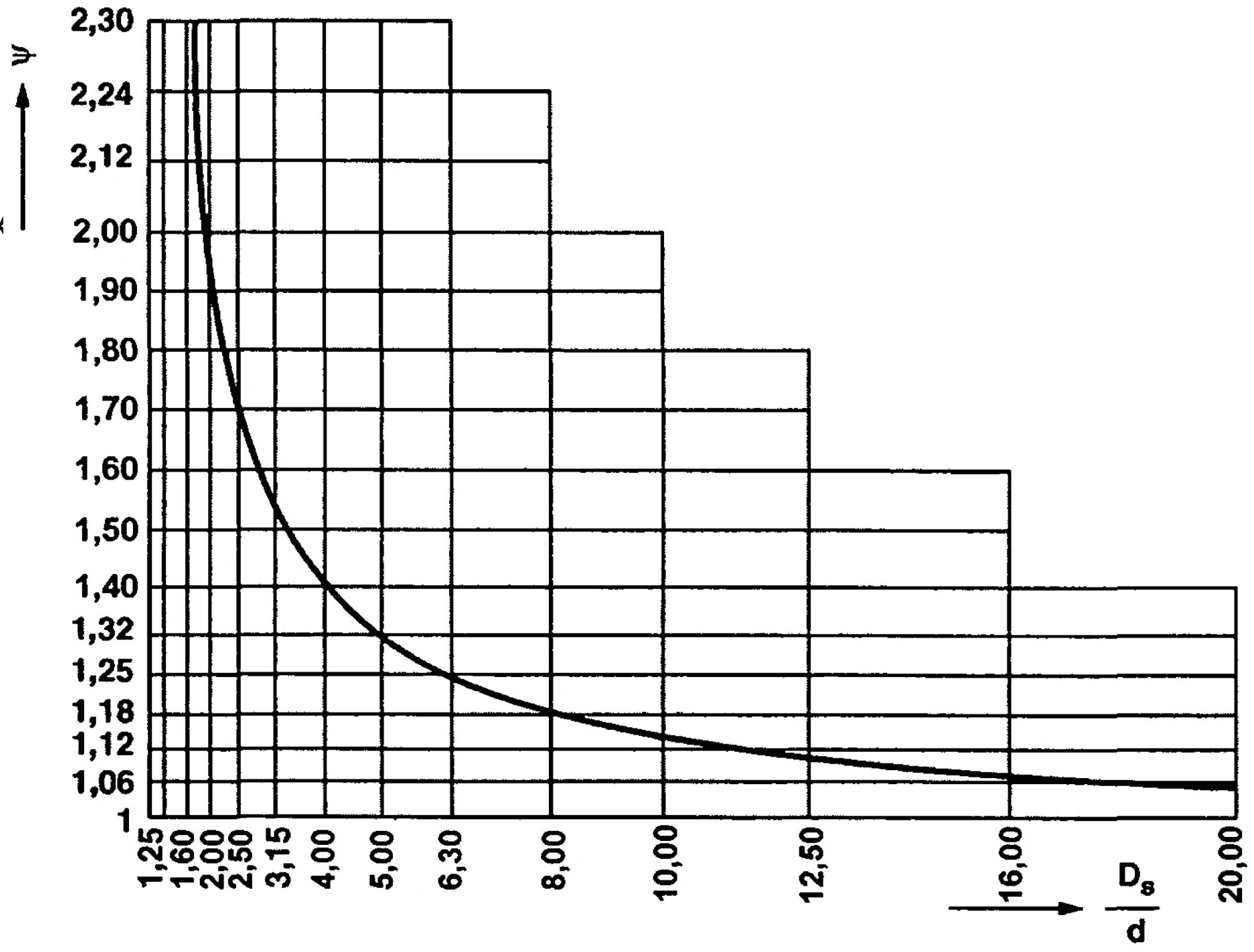
Порядок расчета следующий:

- (1) Значение D_s/d должно быть рассчитано, а величина коэффициента ψ определяется по графику на рис. 9.7.
- (2) Определяется максимально допустимое напряжение кручения τ_p .
- Обычно:

$$\tau_p \approx 0,28 \cdot \sigma_{ts}, \quad (9.14)$$

- где σ_{ts} - предел прочности проволоки при растяжении (Н/мм²).

• Рис. 9.7. График
коэффициента
Вайля



- Значение допустимого напряжения в каждом конкретном случае может быть назначено больше или меньше указанного выше, в зависимости от режима загрузки, качества и термической обработки материала, окружающих условий и необходимого срока службы пружины на основе экспериментальных испытаний или опыта конструктора.

- (3) Диаметр проволоки может быть получен на основании уравнения прочности при кручении:

$$\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D_s \cdot \psi}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_p, \quad (9.15)$$

- где $F_{\max}$ - сила полностью сжатой пружины (Н)
Отсюда:

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot \psi \cdot D_s}{\pi \cdot \tau_p} \cdot \frac{D_s}{d}}, \quad (\text{мм}). \quad (9.16)$$

- В соответствии с нормативами на энергонакопительные буфера (см. раздел 9.1) максимальная сила пружинного буфера не должна превышать значение:
в Европе,

$$F_{\max} = 4 \cdot (Q + K) \cdot g_n, \quad (9.17)$$

- в США,

$$F_{\max} = 3 \cdot (Q + K) \cdot g_n. \quad (9.18)$$

- (4) Отношение D_s/d было предварительно рассчитано в п. (1).

- Из отношения D_s/d может быть рассчитан центральный диаметр пружины D_s .
- (5) Определяется число рабочих витков пружины.
- Сжатие пружины x может быть высчитано из двух уравнений:
- Уравнение 9.19:

$$F = C \cdot x, \text{ (Н)}, \quad (9.19)$$

- где c - жесткость пружины (Н/мм)
и из уравнения для угла скручивания ϕ :

$$x = \phi \cdot \frac{D_s}{2}. \quad (9.20)$$

- Угол скручивания:

$$\phi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (\text{радиан}), \quad (9.21)$$

- где M_t - скручивающий момент (Н мм), l - длина пружины, подверженной скручиванию (мм), G - модуль упругости при кручении (сдвига) (Н/мм²) и J_p - полярный момент инерции поперечного сечения проволоки (относительно оси перпендикулярной к центру площади поперечного сечения проволоки) (мм⁴).

- Общеизвестно, что

$$M_t = \frac{F \cdot D_s}{2}, \text{ (Н·мм)}, \quad (9.22)$$

$$l = \pi \cdot D_s \cdot n, \text{ (мм)}, \quad (9.23)$$

- где n - число рабочих витков пружины.

- Полярный момент инерции:

$$J_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \text{ (мм}^4\text{)}. \quad (9.24)$$

- После подстановки в уравнение 9.20:

$$x = \frac{8 \cdot F \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4}. \quad (9.25)$$

- Комбинируя уравнения 9.19 и 9.25, мы получим:

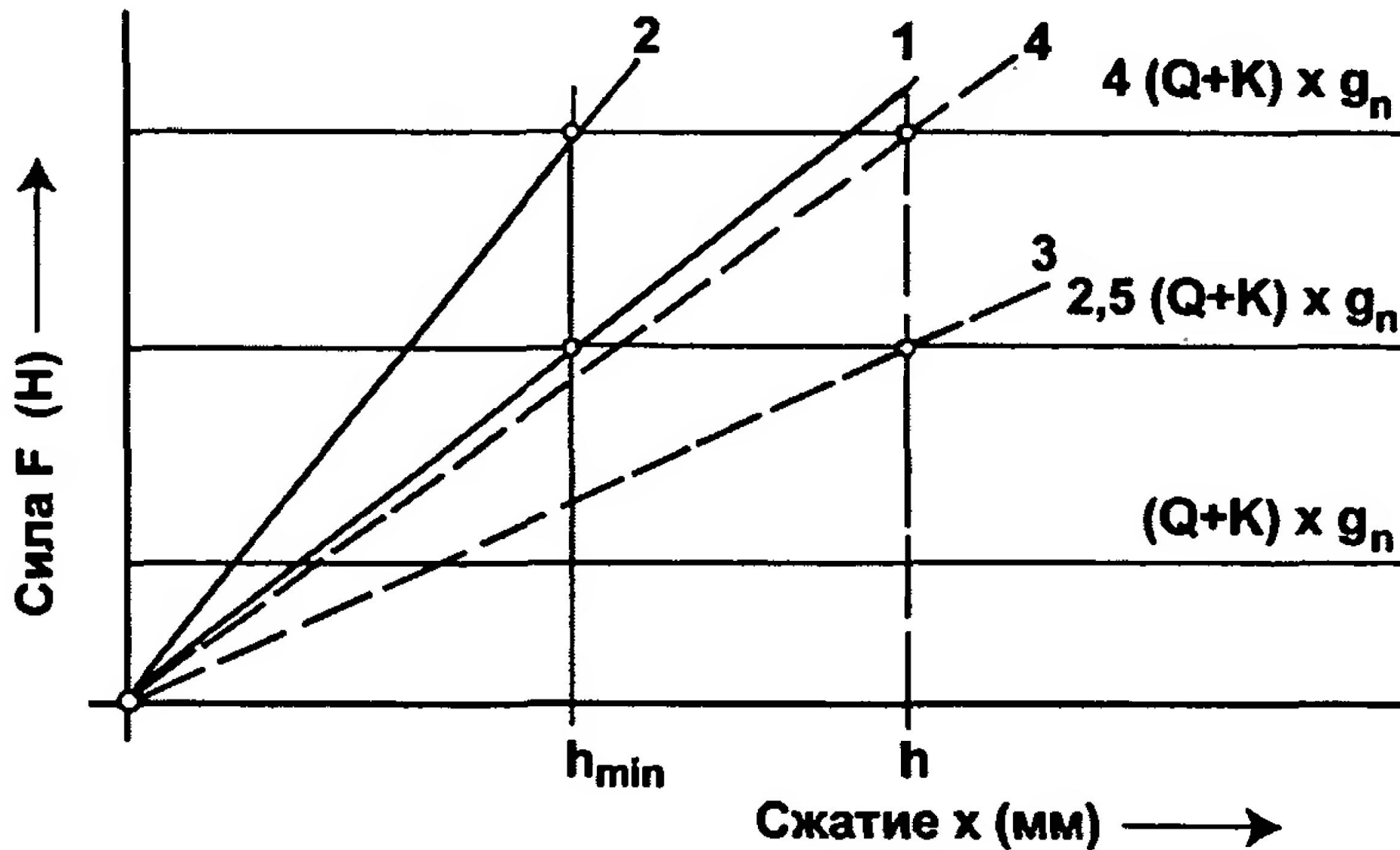
$$\frac{F}{c} = \frac{8 \cdot F \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4}, \quad (9.26)$$

- и отсюда число рабочих витков:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot c} . \quad (9.27)$$

- (6) Определение жесткости пружины.
- Жесткость пружины c , которую необходимо узнать до проведения расчета n , может быть определена на основе нормативов раздела 9.1.
- Минимальный ход известен $h_{\min} = 0,135 v^2$ и максимальная сила торможения буфера будет в среднем между $2,5(Q+K) \cdot g_n$ и $4(Q+K) \cdot g_n$.
- Характеристика цилиндрических пружин (график зависимости силы от сжатия) линейная. На рис. 9.8 линии 1 и 2 относятся к предельным силам при минимальном рабочем ход, и они переходят в линии 3 и 4 тогда, когда учитывается большой ход; жесткость пружины тогда уменьшается.

- Рис. 9.8. График зависимости силы от сжатия для пружинных буферов



9.4. Масляные буфера (энергорассеивающие)

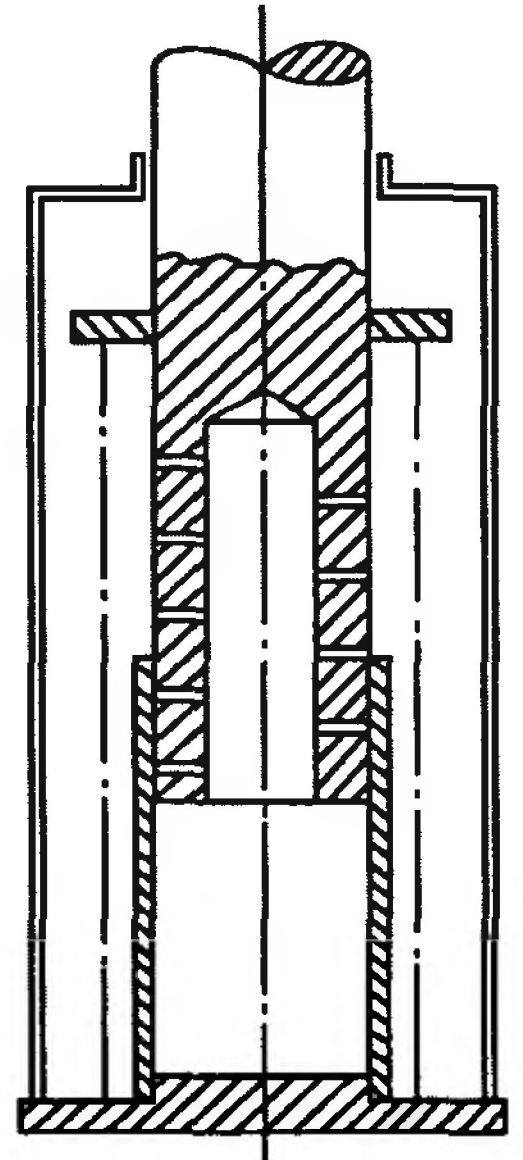
- По сравнению с переменной силой торможения пружинных буферов, масляные буфера могут быть спроектированы так, чтобы создавать постоянную силу в процессе остановки, результатом чего является постоянное ускорение замедления.
- Хотя конструкция масляного буфера может отличаться в деталях, общий принцип остается неизменным.

- Буфер должен быть способен преобразовывать кинетическую энергию кабины (противовеса) в момент динамического взаимодействия, а также потенциальную энергию из-за уменьшения уровня расположения, определяемого ходом буфера, в тепловую энергию.
- Схемы масляных буферов различной конструкции показаны на рис. 9.9, 9.10 и 9.11. Все они с пружинным возвратом.

- Буфер, представленный на рис. 9.9 работает следующим образом: когда кабина проходит нижнюю посадочную площадку, она ударяет по резиновой прокладке контактного блока (6) наверху штока поршня (3), который вместе с ускорительной пружиной (7) амортизирует начальный удар.
- Дальнейшее опускание кабины проталкивает поршень (2) в заполненный маслом внутренний цилиндр (1), снабженный рядом выходных отверстий.
- Рис. 9.9. Масляный буфер с выходными отверстиями во внутреннем цилиндре:
1 — внутренний цилиндр, 2 - поршень,
3 - шток поршня, 4 - сжатая пружина,
5 - масляный резервуар, 6 - контактный блок, 7 — ускорительная пружина

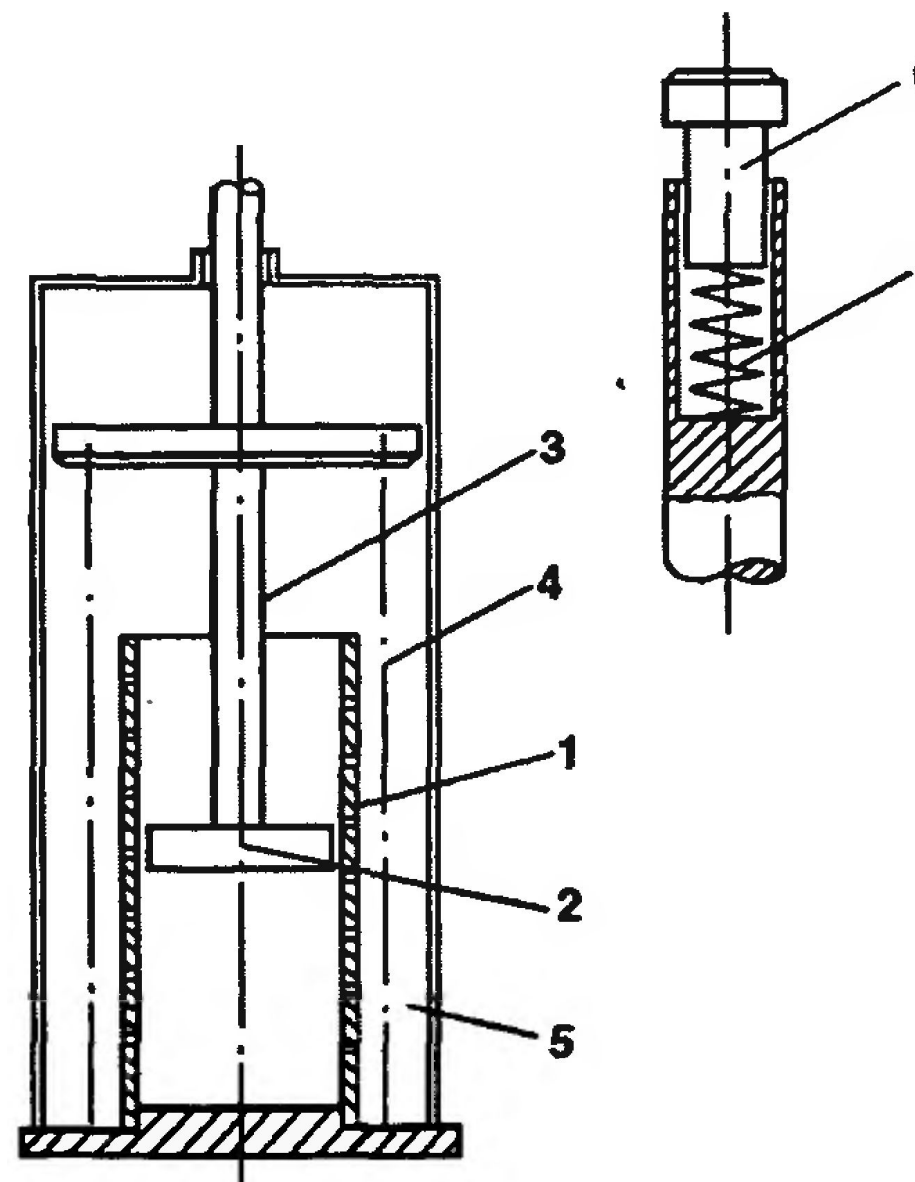
- Масло вытесняется через выходные отверстия во внешний масляный резервуар (5), постепенное уменьшение числа и общего размера отверстий, в результате, приводит к увеличению сопротивления истечения масла, вызывающему соответствующий рост давления масла, что приводит к замедлению движения кабины и вызывает её плавную остановку.
- Когда кабина поднята и буфер освобожден, сжатия пружина (4) возвращает поршень в его исходное положение. Это позволяет маслу вытекать из резервуара через выходные отверстия обратно во внутренний цилиндр и буфер автоматически готов работать снова.

- Сходная конструкция показана на рис.9.10.
- Основным компонентом буфера является плунжер с камерой внизу и серией выходных отверстий в стенке. Гидравлический цилиндр гладкий и без отверстий.
- Рис. 9.10. Масляный буфер с выходными
- отверстиями в плунжере



- Когда плунжер вынужден двигаться вниз, верхний край цилиндра постепенно перекрывает выходные отверстия в стенке плунжера, уменьшая их число и общий размер. Работа буфера аналогична, рассмотренной выше.

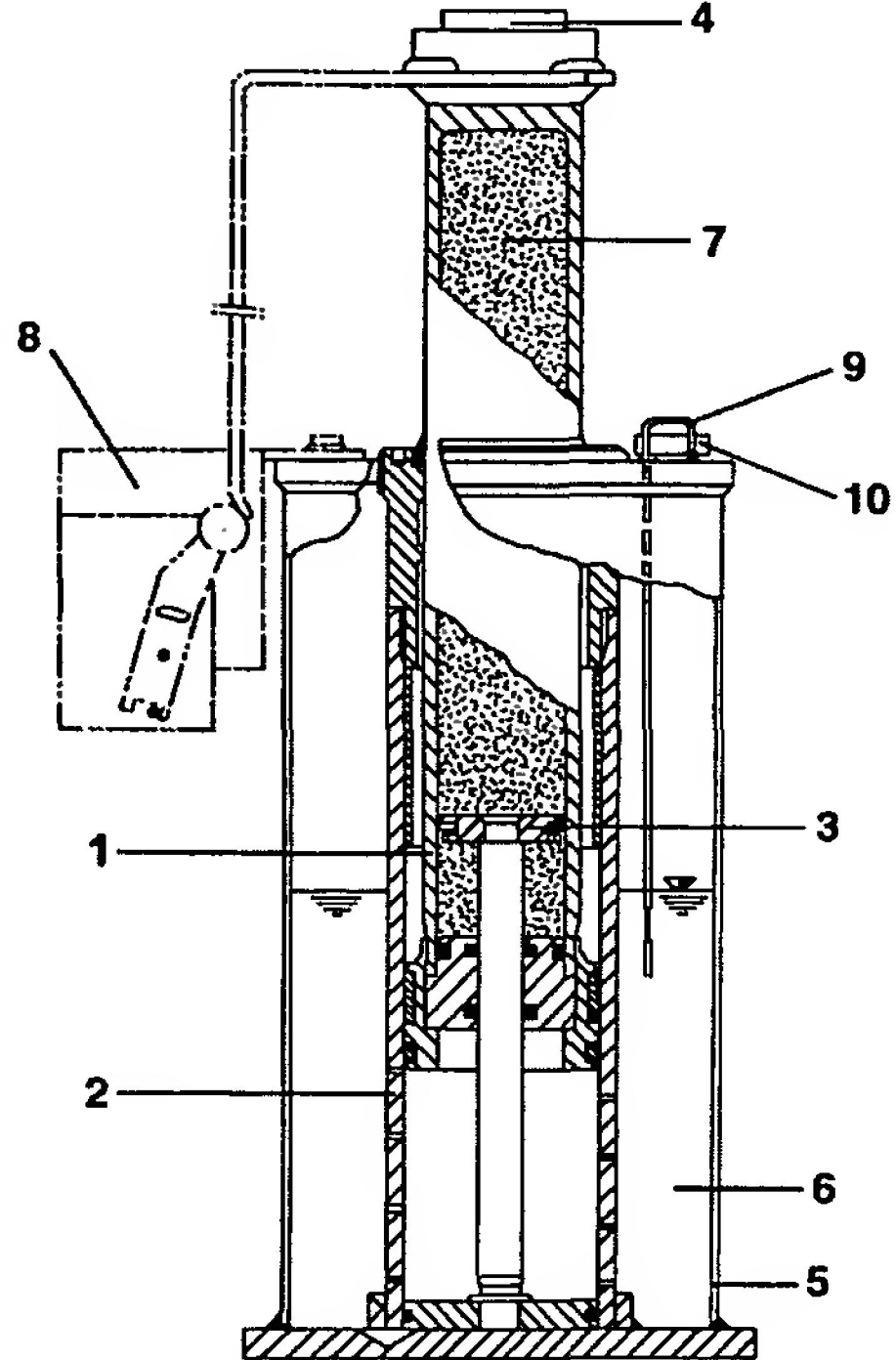
- На рис. 9.11 показана немного иная конструкция.
- Рис. 9.11. Масляный буфер со стальным конусообразным штоком и кольцевым отверстием: 1 - гидравлический цилиндр, 2 - плунжер, 3 — конический шток, 4 - нижняя опорная плита буфера, 5 - возвратная пружина



- Когда плунжер (2) вынужден двигаться вниз в масляный цилиндр (1) под воздействием опускающейся кабины или противовеса, масло перетекает через кольцевое отверстие в камеру внутри полого плунжера, скорость потока контролируется коническим штоком (3).
- Кольцевое отверстие постепенно уменьшается в размере, по мере опускания плунжера, вызывая действие постоянной по величине тормозной силы.
- Сжатая пружина (5) внутри плунжера возвращает его в исходное рабочее положение, как только кабина или противовес будет поднята с буфера.

- Другой тип масляного буфера производства Oleo International Ltd., компании, специализирующейся на оборудовании, рассеивающем энергию, показан на рис. 9.12.

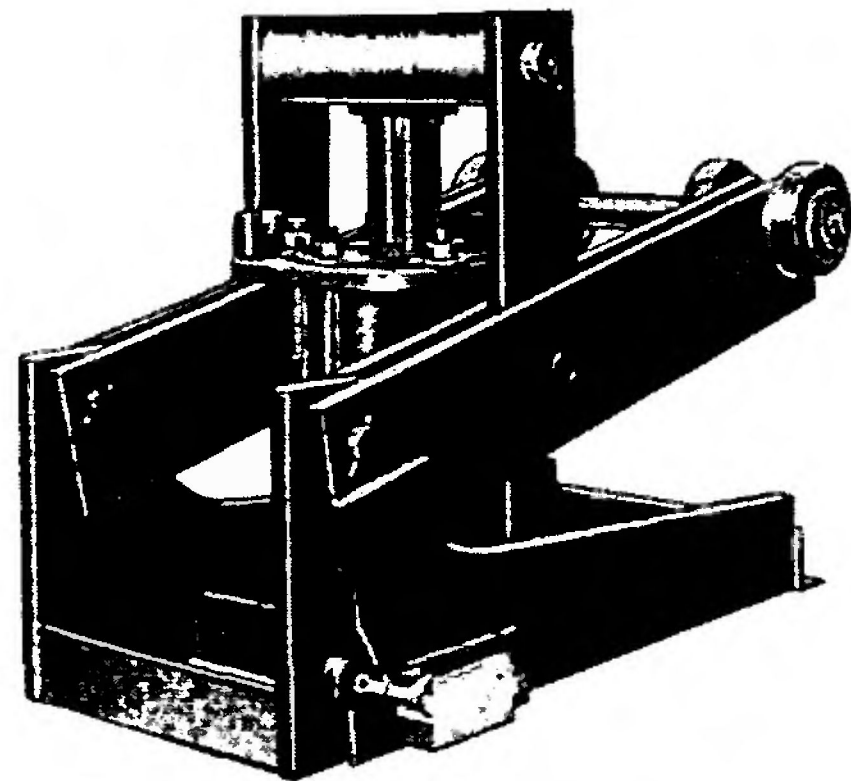
- Рис. 9.12. Масляный буфер с газовой пружиной (Oleo International Ltd.): 1 - плунжер, 2 — масляный цилиндр, 3 — неподвижный поршень, 4 — резиновая поверхность амортизации удара, 5 — масляный резервуар, 6 - масло, 7 — сжатый азот, 8 — установка переключателя, 9 — щуп для измерения уровня масла, 10 — заливная пробка



- При ударе движение плунжера вниз вызывает вытеснение масла через отверстия в масляном цилиндре, что приводит к рассеиванию энергии.
- Возвратное движение плунжера после разгрузки буфера происходит под действием уникальной газовой пружины, состоящей из азота, сжатого до 20-25 бар. Разность внутренней площади верхней и нижней части плунжера создает результирующую силу, которая возвращает плунжер в его исходное положение.

- Масляный буфер для неглубоких прямков показан на рис. 9.13. Кабина (противовес) не управляет напрямую плунжеро буфера, а с помощью двуплечего рычага, что приводит к уменьшенному ходу буфе (меньше половины хода кабины).

Рис. 9.13. Масляный буфер рычажного типа для неглубоких прямков

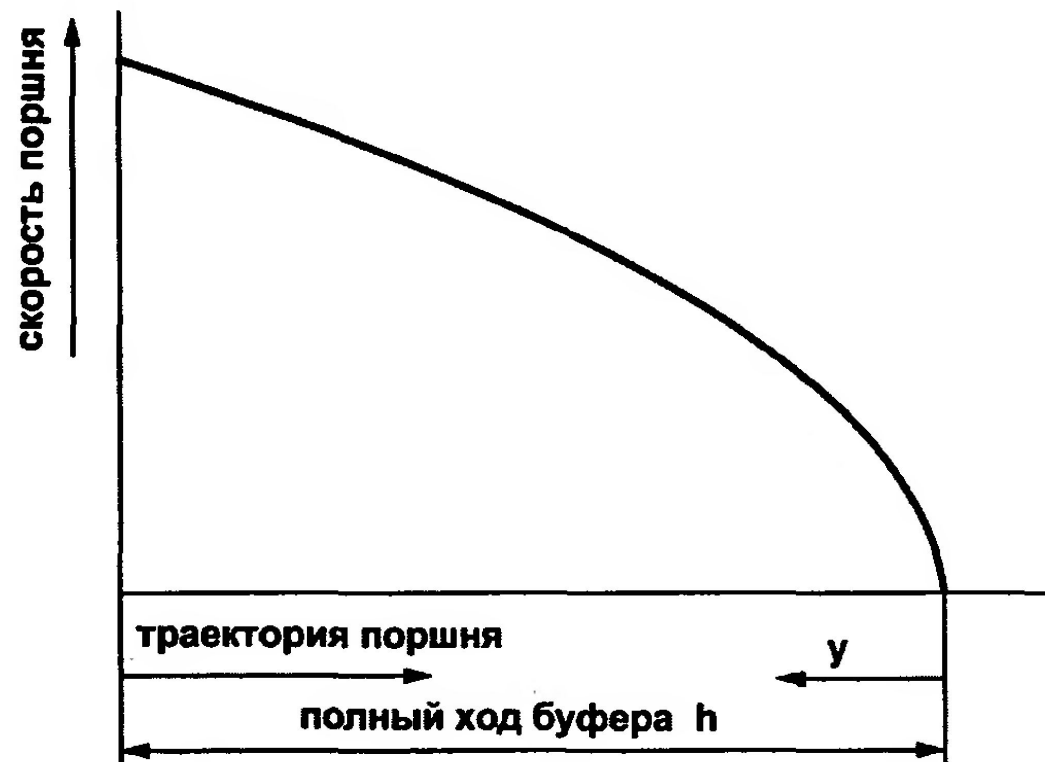


Расчет масляных буферов

- Буфер должен быть спроектирован таким образом, чтобы ускорение замедления кабины (противовеса) после удара было приблизительно постоянным и равным стандартному ускорению свободного падения g_n .

- Движение будет постоянно замедляться, и скорость кабины уменьшаться линейно от начального значения до нуля. Соотношение между скоростью и перемещением будет квадратичным (рис. 9.14).

Рис. 9.14. График зависимости скорости от траектории перемещения для равнозамедляемого движения



- Уравнение неразрывности потока, представляющее равенство объема масла, вытесненного плунжером и прошедшего через выходные отверстия в цилиндре, следующее:

$$v \cdot S_p = w \cdot q_y \cdot \mu , \quad (9.28)$$

- где v - скорость плунжера (м/с), S_p - площадь плунжера (м²), w – скорость истечения (м/с), q_y - общая площадь выходных отверстий под плунжером (м²) и μ - коэффициент расхода.

- Скорость истечения:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\gamma}}, \quad (9.29)$$

- где p - давление масла в цилиндре (Н/м^2) и γ - плотность масла (кг/м^3).

Формула для определения давления следующая:

$$p = \frac{\gamma}{2 \cdot \mu^2} \cdot S_p^2 \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2, \quad (9.30)$$

- Отсюда сила торможения:

$$F = p \cdot S_P = \frac{\gamma}{2 \cdot \mu^2} \cdot S_P^3 \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2. \quad (9.31)$$

- Замена в уравнении 9.31 на v , соответствующую свободному падению дает следующий результат:

$$v = \sqrt{2 \cdot g_n \cdot y}, \quad F = \frac{\gamma \cdot g_n}{\mu^2} \cdot S_P^3 \cdot \frac{y}{q_y^2}. \quad (9.32)$$

- В случае, если F постоянна в ходе торможения буфера:

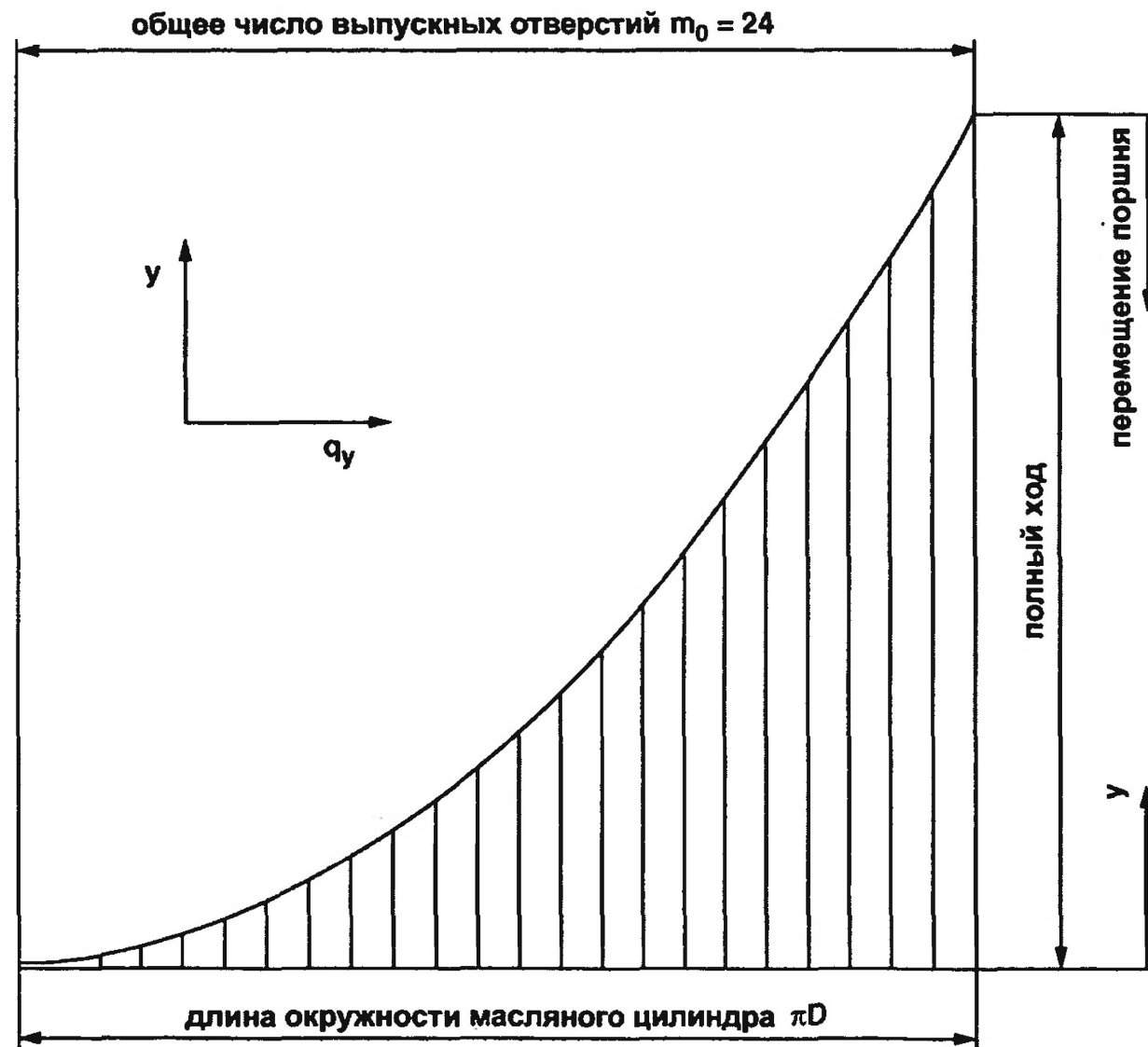
$$y = \textit{const} \cdot q_y^2 . \quad (9.33)$$

- Уравнение 9.33 выражает параболическую форму зависимость между обеими переменными; распределение отдельных выходных отверстий в цилиндре должно следовать этому соотношению.

- На рис. 9.15 поверхность цилиндра развернута на плоскость и указано расположение 24 выходных отверстий.
- Уравнение 9.33, в общем обоснованное, можно записать так:

$$h = \text{const} \cdot q_0^2, \quad (9.34)$$
- где h - общий ход буфера (м) и q_0 - общая площадь всех выходных отверстий (м²).

Рис. 9.15. Распределение выходных отверстий в масляном цилиндре

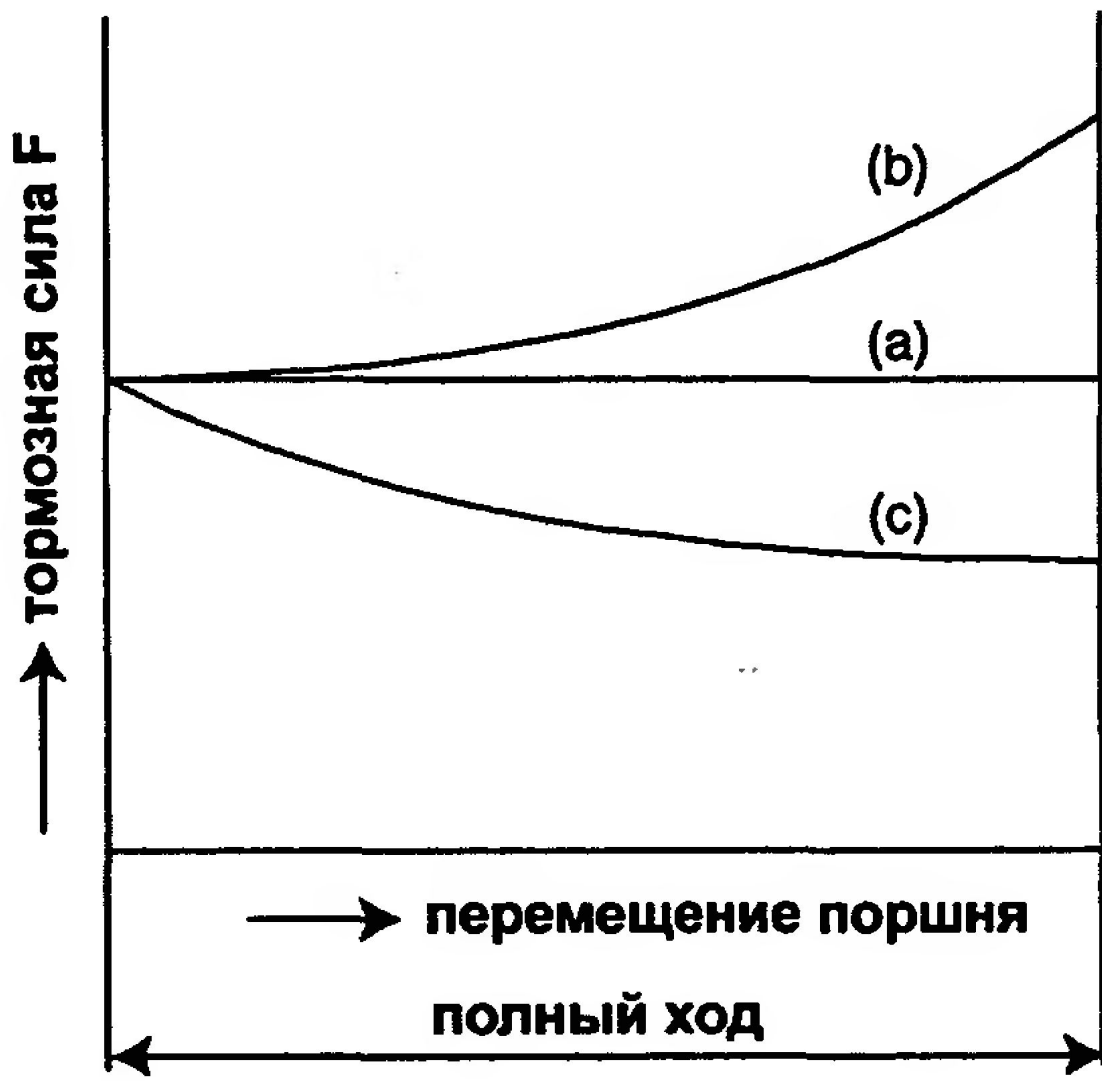


- Как мы видим в уравнении 9.31, начальная сила торможения F_0 зависит только от скорости удара v_0 (начальная скорость) и не зависит от нагрузки кабины. Её величину можно легко рассчитать для $a = g_n$:

$$F_0 = (Q + K) \cdot (g_n + a) = 2 \cdot (Q + K) \cdot g_n . \quad (9.35)$$

- Если изменяется номинальная грузоподъемность кабины Q , то сила торможения F также изменится. На рис. 9.16 изначально постоянная линия (а) общей нагрузки $M=Q+K$ преобразуется в (б) для $M>Q+K$ или (с) для $M<Q+K$, т.к. механическая работа силы торможения должна быть равной сумме кинетической энергии кабины (противовеса) в момент удара и потенциальной энергии, относящейся к общему ходу буфера.

• Рис. 9.16. График зависимости силы торможения от перемещения поршня



Изменение ускорения замедления показано на рис .

- Если указана общая нагрузка
- $M = Q(Q + K),$ (9.36) θ
где θ - коэффициент, тогда тормозная сила:
- $F = M(g_n + a) = \theta \{Q + K\}(g_n + a),$
и ускорение замедления:

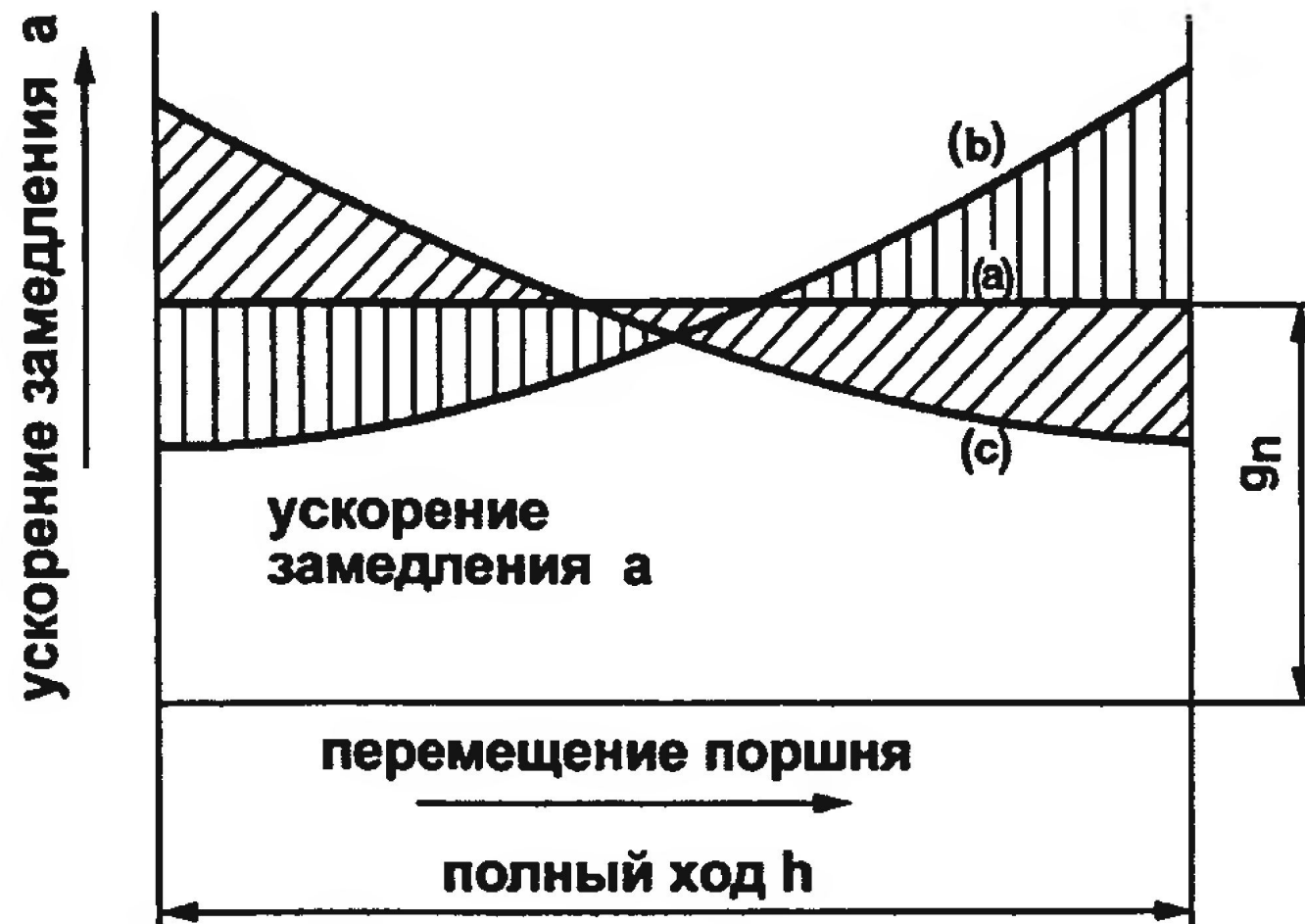
$$a = \frac{F}{\theta \cdot (Q + K)} - g_n. \quad (9.38)$$

- Заменяя в уравнении 9.37 для $F = F_0$ из уравнения 9.35, мы получаем формулу начального ускорения:

$$a_0 = \left(\frac{2}{\theta} - 1 \right) \cdot g_n. \quad (9.39)$$

- В результате линия (а) на рис. 9.17 ($a=g_n$) будет преобразована в кривую (b) для $M > Q+K$, т.к. первоначальное торможение будет меньше g_n или (с) $M < Q+K$, т.к. первоначальное торможение будет больше g_n в соответствии с уравнением 9.39.

- Рис. 9.17. График зависимости ускорения замедления от перемещения поршня



- Большое значение имеет полученная здесь зависимость тормозной силы от текущего положения поршня для любой нагрузки и начальной скорости.
- Первоначально полученные уравнения 9.37 и 9.31 для тормозной силы F могут быть записаны следующим образом:

$$F = M \cdot \left(g_n + v \cdot \frac{dv}{dy} \right), \quad (9.40)$$

- И, соответственно:

$$F = C \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2. \quad (9.41)$$

- Похожим образом можно получить формулу для расчета F_0 , а именно:

$$F_0 = C \cdot \left(\frac{v_0}{q_0} \right)^2.$$

- Используя уравнения 9.33 и 9.34, мы получаем отношение F/F_0 .

$$\frac{F}{F_0} = \frac{v^2}{v_0^2} \cdot \frac{h}{y}, \quad (9.42)$$

- после преобразования этого уравнения получаем:

$$y \cdot F = F_0 \cdot \frac{h}{v_0^2} \cdot v^2. \quad (9.43)$$

- Видоизменяя и подставляя для $v \cdot (dv/dy)$ выражение из уравнения 9.40, получаем дифференциальное уравнение:

$$\frac{y}{dy} = \frac{1}{dF} \cdot \left[\left(\frac{F_0}{M} \cdot \frac{2 \cdot h}{v_0^2} - 1 \right) \cdot F - \frac{2 \cdot g_n \cdot h \cdot F_0}{v_0^2} \right]. \quad (9.44)$$

- С целью упрощения принимаем:

$$C_1 = \frac{2 \cdot h \cdot F_0}{v_0^2}, \quad C_2 = \frac{C_1}{M} - 1. \quad (9.45)$$

- Значения C_1 и C_2 - постоянные для определенной начальной скорости и нагрузки буфера.
- После упрощения уравнения 9.44 получим:

$$\frac{dy}{y} = \frac{dF}{C_2 \cdot F - C_1 \cdot g_n}. \quad (9.46)$$

- Определенный интеграл от уравнения 9.46 в пределах h - y и F_0 - F , соответственно приводит к выражению:

$$\log_e \frac{y}{h} = \frac{1}{C_2} \cdot \log_e \frac{C_2 \cdot F - C_1 \cdot g_n}{C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n}. \quad (9.47)$$

- После устранения логарифмов и объединения членов с C_2 , получаем формулу для силы торможения:

$$F = \frac{(C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n) \cdot \left(\frac{y}{h}\right)^{C_2} + C_1 \cdot g_n}{C_2}. \quad (9.48)$$

- Как мы видим в уравнении 9.48, на начальную силу F_0 влияет только начальная скорость v_0 , а в конце хода тормозная сила F зависит от нагрузки буфера M .

$$a = \frac{(C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n) \cdot \left(\frac{y}{h}\right)^{c_2} + C_1 \cdot g_n - C_2 \cdot M \cdot g_n}{C_2 \cdot M}. \quad (9.49)$$

Спасибо за внимание