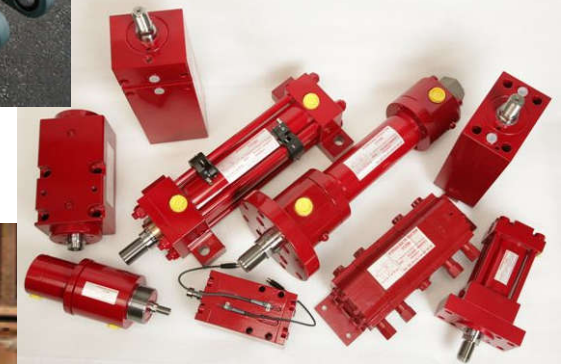
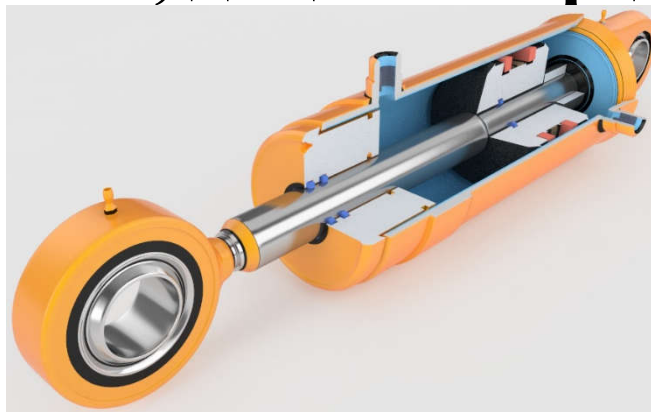
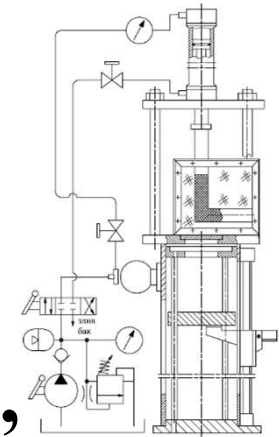




φ1220/1200мм L=1800мм

Динамический расчет гидропривода возвратно- поступательного действия

Лектор – Периг Александр Викторович,
к.т.н., доцент кафедры АПШ ДГМА



φ355/340мм L=2300 мм



Краматорск – 2018

Список рекомендуемой литературы

- 1. Жуков Н.Б. Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика» / Н.Б. Жуков, М.А. Афанасьева, Г.Г. Габузов. – Краматорск, ДГМА, 1994. – 76 с.
- 2. Беренгард Ю.Г. Динамический синтез дроссельных тормозных устройств гидроцилиндров / Ю.Г. Беренгард // Пневматика и гидравлика, 1984. – Вып. 11. – С. 216 – 223.
- 3. Карпов, М. П. Математическое описание алгоритма динамики линейного гидропривода с торможением в конце рабочего хода / М. П. Карпов, М. М. Майстришин // Оптимізація виробничих процесів : зб. наук. пр. / Севастоп. нац. техн. ун-т; ред.: Є. В. Пашков, В. Я. Копп, В. К. Марігодов. - Севастополь : Вид-во Севастоп. нац. техн. ун-ту, 2011. - Вип. 13. - С. 14-21.

Цели и задачи лекции

1. Рассмотреть разновидности **конструкций** тормозных устройств гидроцилиндров.
2. С применением методов классической механики и гидравлики рассмотреть **методику** расчета процесса **торможения** гидропривода.
3. Рассмотреть **торможение** цилиндра **концевыми дросселями переменного и постоянного сечений**.
4. Проанализировать **режимы ускорения** (разгона) **поршня** гидроцилиндра.

Каковы особенности гидропривода по сравнению с электроприводами и пневмоприводами ?

Параметры	Электроприводы	Гидроприводы	Пневмоприводы
Затраты на энергоснабжение	Низкие	Высокие	Очень высокие
Передача энергии	На неограниченное расстояние со скоростью света	На расстояние до 100 м. Скорость -- до 6 м/сек., передача сигналов --- до 100 м/сек.	На расстояние до 1000 м. Скорость -- до 40 м/сек., передача сигналов -- до 40 м/сек.
Накопление энергии	Затруднено	Ограничено	Легко осуществимо
Линейное перемещение	Затруднительно, дорого, низкие усилия	Просто, высокие усилия, хорошее регулирование скорости	Просто, невысокие усилия, скорость зависит от нагрузки
Вращательное движение	Просто, можно обеспечить высокие мощности	Просто, высокий вращающий момент, невысокие обороты	Просто, невысокий вращающий момент, высокая скорость вращения
Рабочая скорость исполнительного механизма	Зависит от конкретных условий	До 0,5 м/сек.	2,5 м/сек. и выше
Усилия	Высокие усилия, не допускаются перегрузки	Усилия до 3000 кН, защищены от перегрузок	Усилия до 30 кН, защищены от перегрузок
Точность позиционирования	Плюс-минус 1 мкм и выше	До плюс-минус 1 мкм	До 0,1 мм
Жесткость	Высокая -- при использовании механических промежуточных элементов	Высокая, так как масло практически несжимаемо	Низкая, так как газ сжимаем
Утечки и их последствия	Отсутствуют	Создают загрязнение, при наличии утечек пожароопасны	Вреда, кроме потерь энергии, нет, взрывобезопасны
Влияние окружающей среды	Практически нечувствительны к изменению температур	Чувствительны к изменению температур	Практически нечувствительны к колебаниям температуры

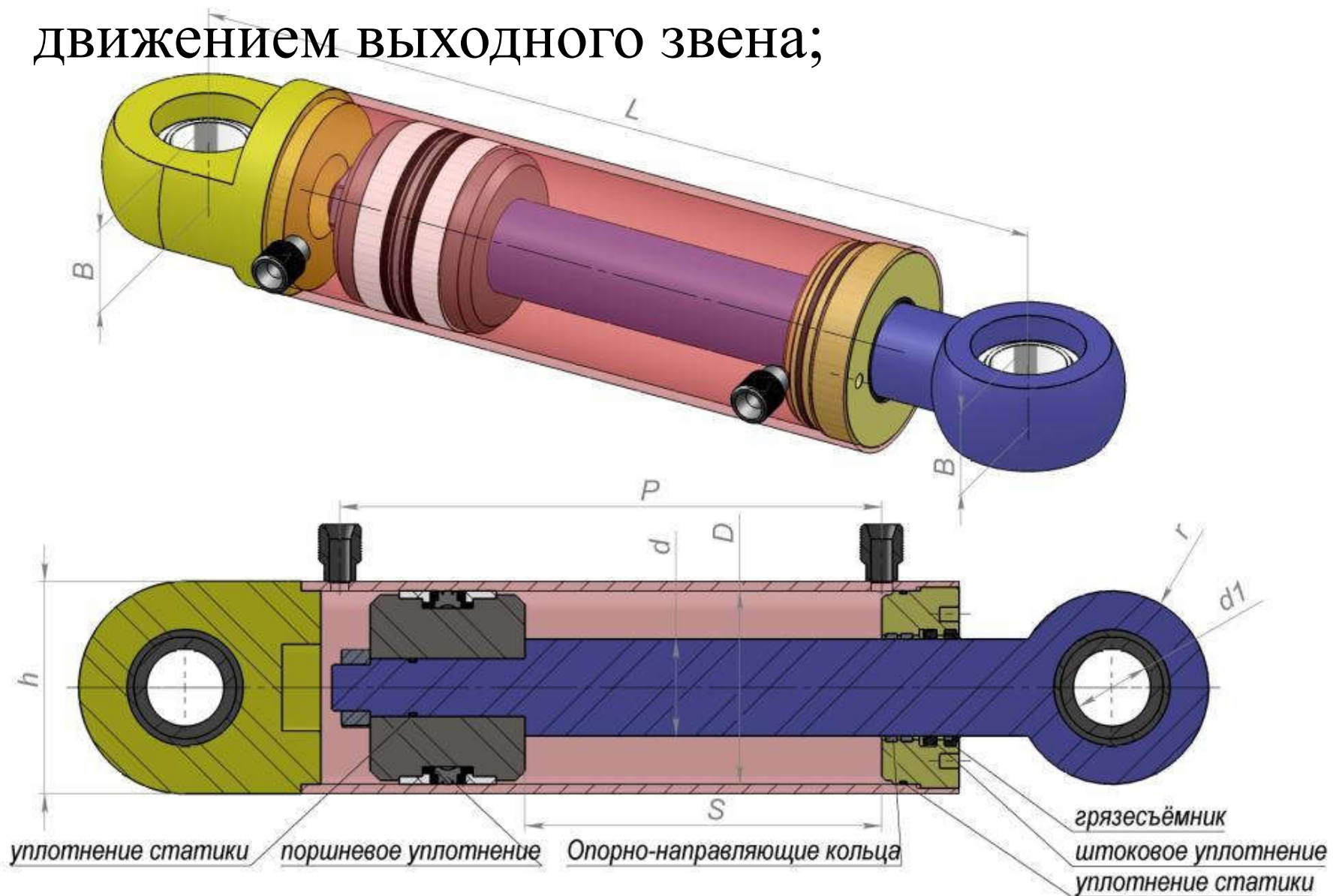
Что такое гидродвигатель ?

- **Объемный гидродвигатель** – это гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока масла в энергию движения выходного звена.



Какие виды гидродвигателей Вам известны ?

- 1. Гидроцилиндры с *поступательным* движением выходного звена;

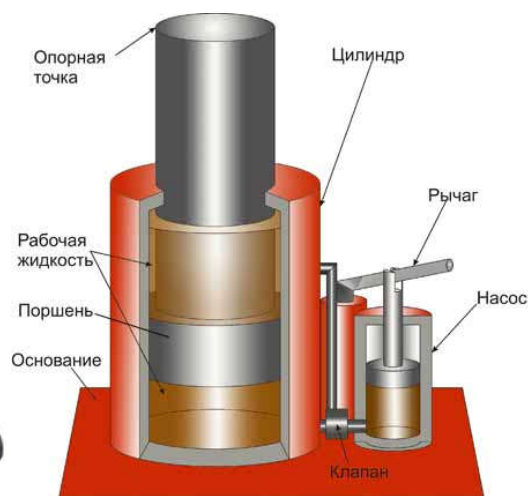


Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры гидравлических домкратов



Подкатной домкрат



Вертикальный (бутылочный) домкрат 7

Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры гидравлических гайковертов



Гайковерт гидравлический кассетный
ГГФА4000Т



Гайковерт гидравлический SU-20XL

Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры гидравлических гайковертов



Гайковерт главного разъема реактора ВВЭР-440



Ввод в эксплуатацию гайковерта главного
фланцевого соединения АЭС Лунгмен, Тайвань



Деталь гайковерта для
реактора ABWR



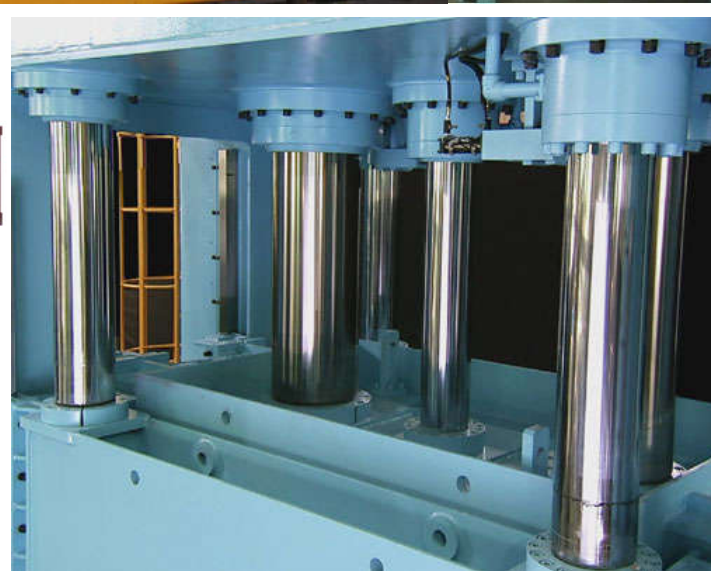
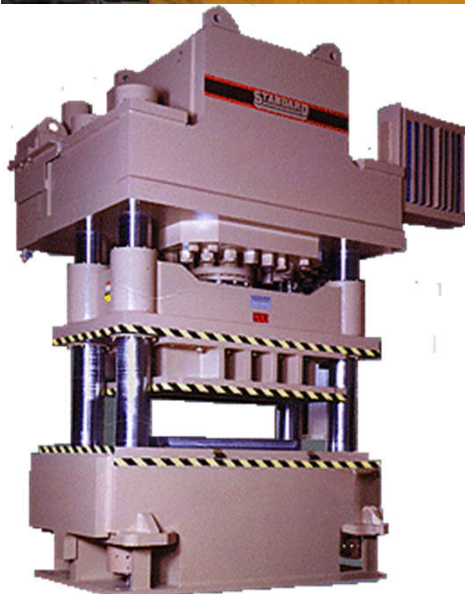
Гайковерт главного разъема реактора ВВЭР-1000



Гайковерт шпилек главного разъема

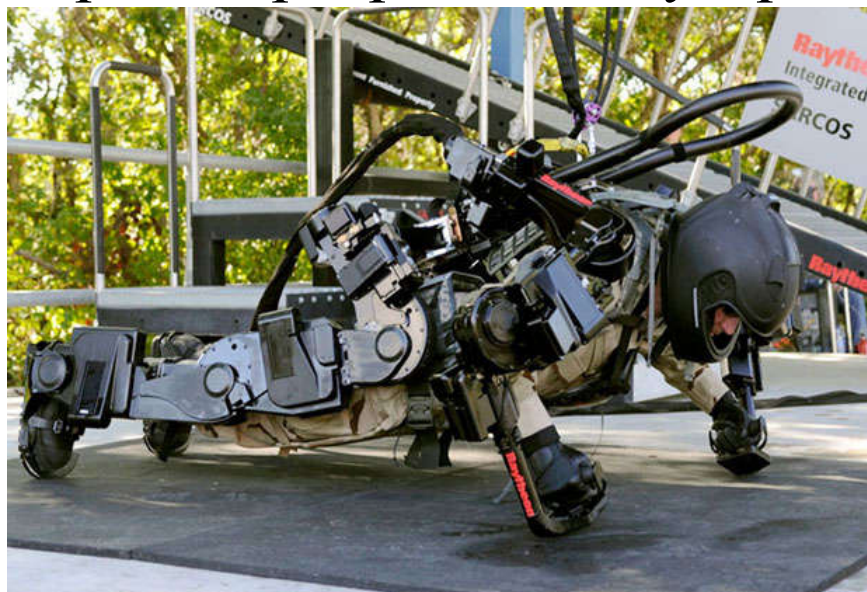
Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры гидравлических прессов



Применение гидроцилиндров

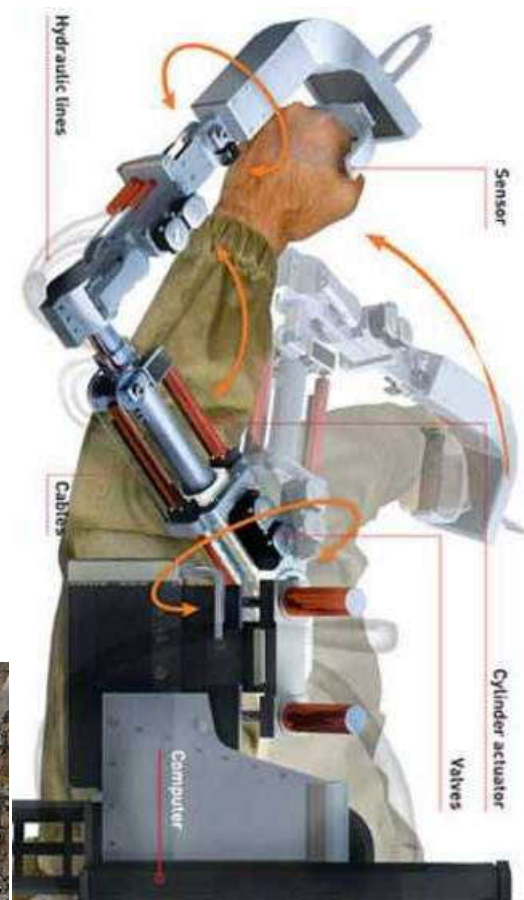
Гидроцилиндры универсальных транспортировочных устройств для человека



Raytheon's exoskeleton XOS 2



(HULC=Human Universal Load Carrier exoskeleton)



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры экскаваторов



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры шагающих экскаваторов



Экскаватор шагающий, ёмкость ковша 20 м³, вылет стрелы 75 м

Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры шагающих экскаваторов

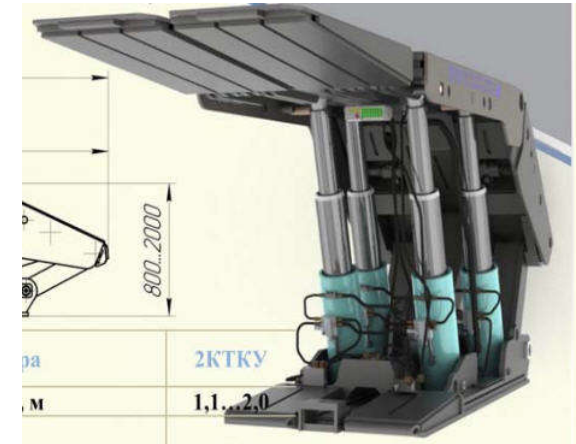


Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры шахтных крепей



Механизированные крепи, производства АО «ФАЗС» входящие в лавный комплекс



Механическая крепь КД-80



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры проходческих систем



инфогаз.рф

Прокладка секций подземного тоннеля

16

Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры проходческих систем



инфогаз.рф

Проходческий щит пробурил секцию подземного тоннеля

Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры колесных опор в тяжелых грузовиках



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры колесных опор в тяжелых грузовиках

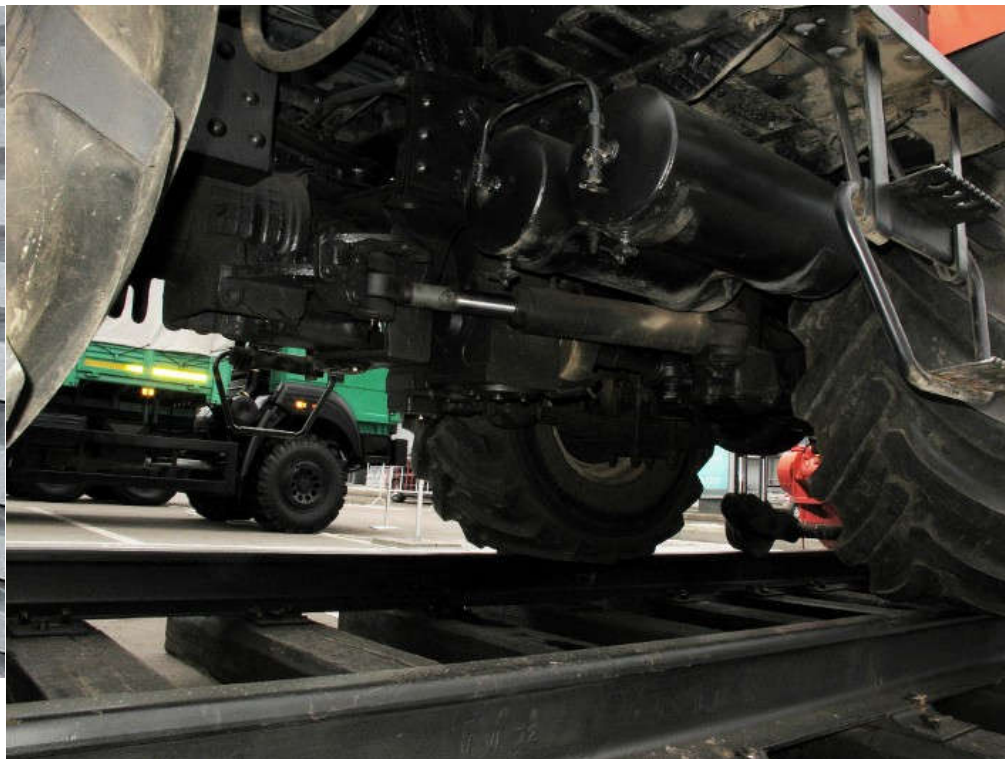


Применение гидроцилиндров Гидроцилиндры шасси самолета



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры рулевого механизма автомобиля



Применение гидроцилиндров

Гидроцилиндры рулевого управления прицепа



Механизм сочленения звеньев шведского вездехода Hagglunds Bv206 Sago Carrier дополнен силовым гидроцилиндром системы управления вертикальными отклонениями модулей



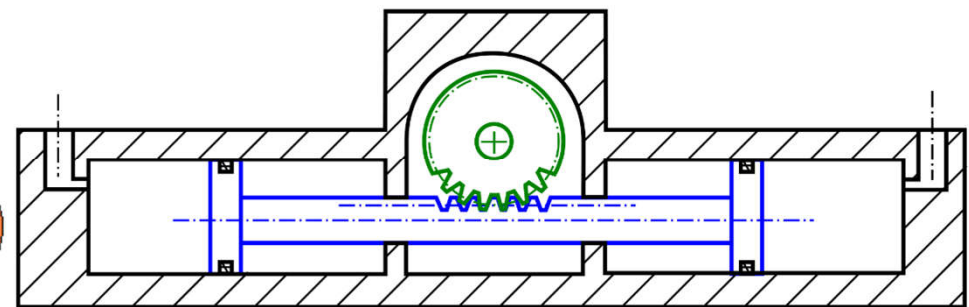
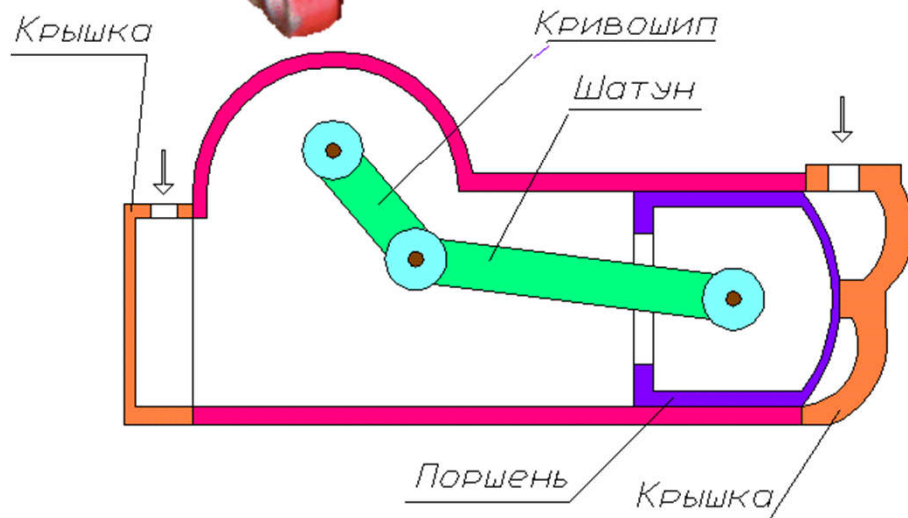
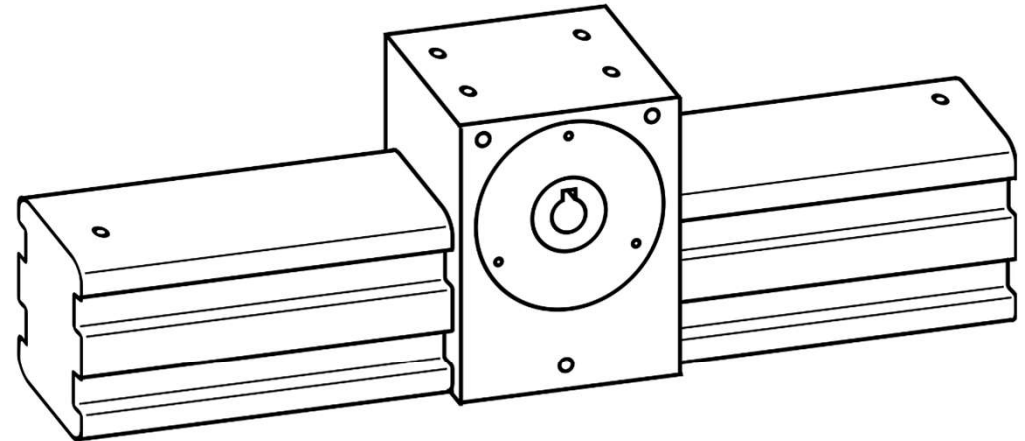
Применение телескопических гидроцилиндров

Гидроцилиндры самосвалов



Какие виды гидродвигателей Вам известны ?

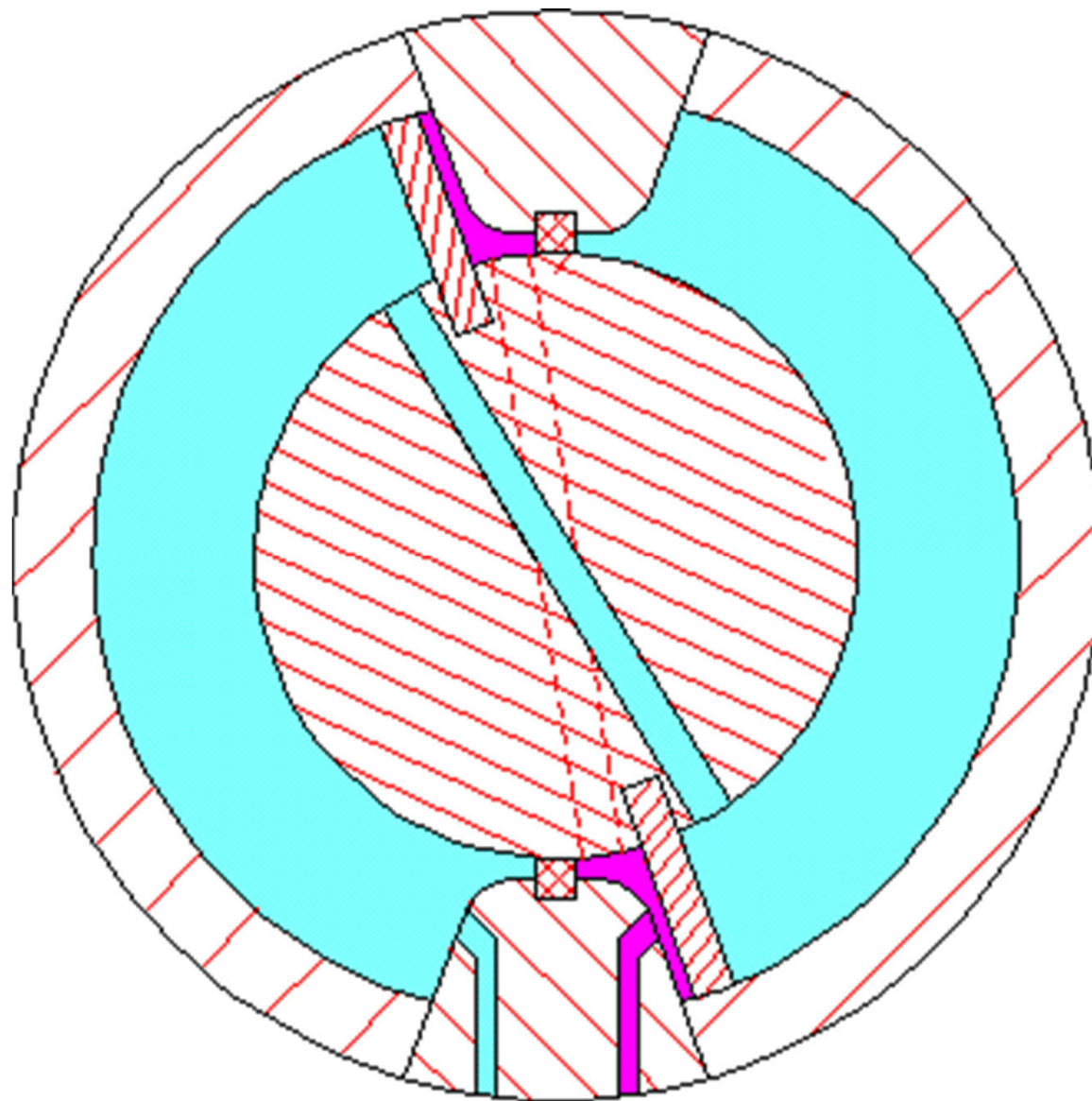
- 2. Поворотные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;



Реечно-шестеренный
механизм

Поворотный гидродвигатель

Принцип действия



Применение поворотных гидродвигателей



Поворотное устройство судоподъемника Красноярской ГЭС

Длина поворотного устройства — 104,6 м. Линейная скорость поворота по радиусу круговых путей — 20 метров в минуту.

Применение поворотных гидродвигателей

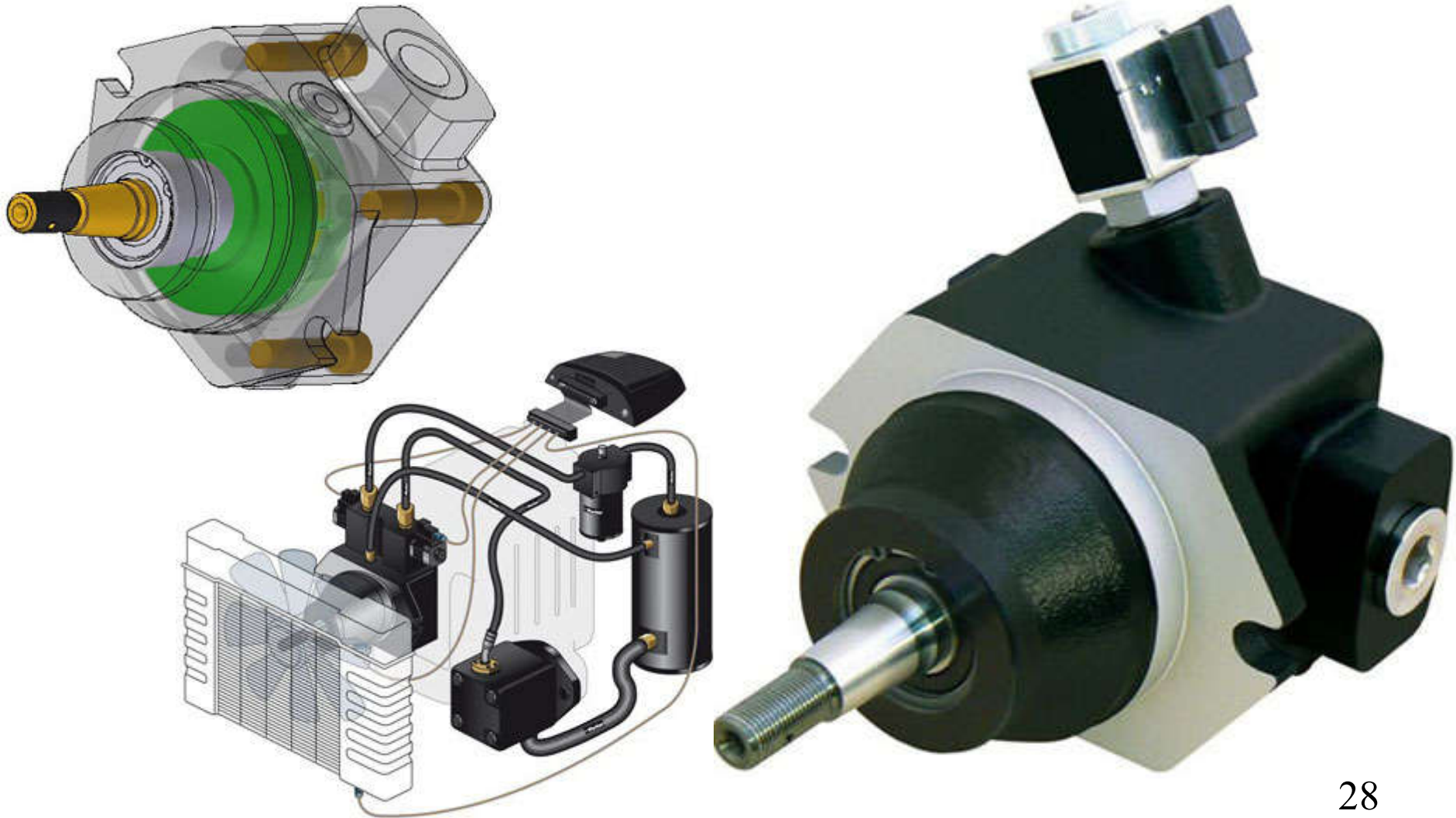


Поворотное устройство судоподъемника Красноярской ГЭС

Длина поворотного устройства — 104,6 м. Линейная скорость поворота по радиусу круговых путей — 20 метров в минуту.

Какие виды гидродвигателей Вам известны ?

- 3. Гидромоторы с *неограниченным* *вращательным движением* выходного звена;

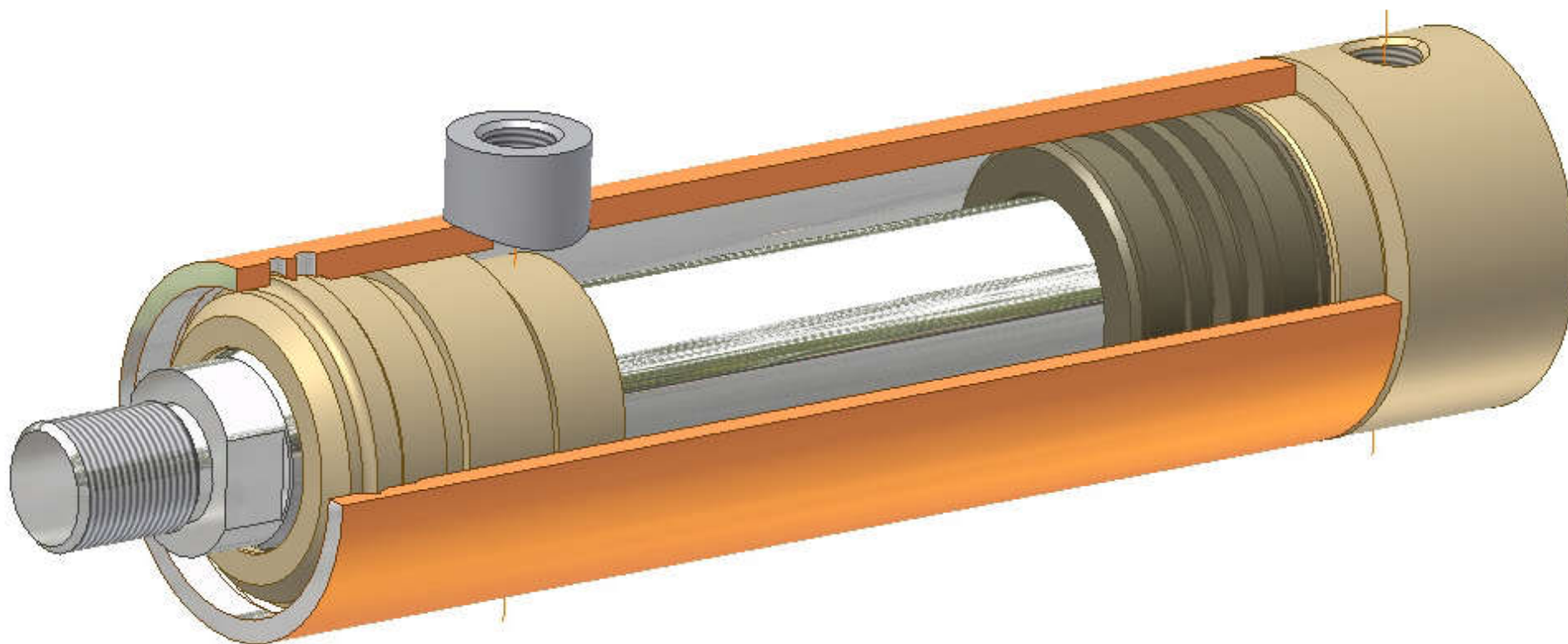


Применение гидромоторов

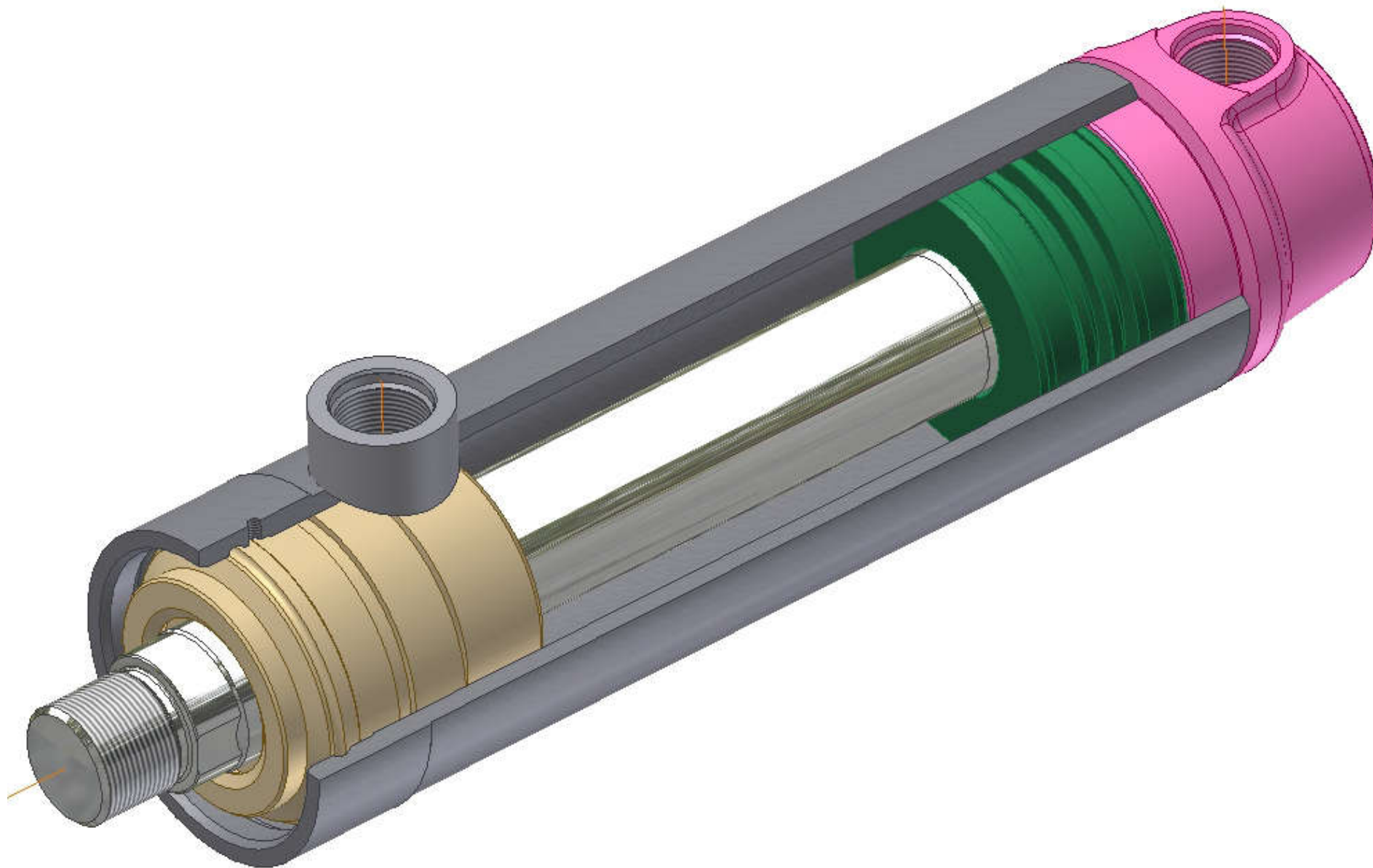


Фрагмент системы из 156 радиально-поршневых судомоторов мощностью до 75 кВт с расходом на 1 оборот — 16 л для создания тяговых усилий для передвижения камеры по судовозным путям судоподъемника Красноярской ГЭС.

Гидроцилиндр без торможения – это гидроцилиндр без устройства, обеспечивающего торможение выходного звена в конце хода



Гидроцилиндр без торможения



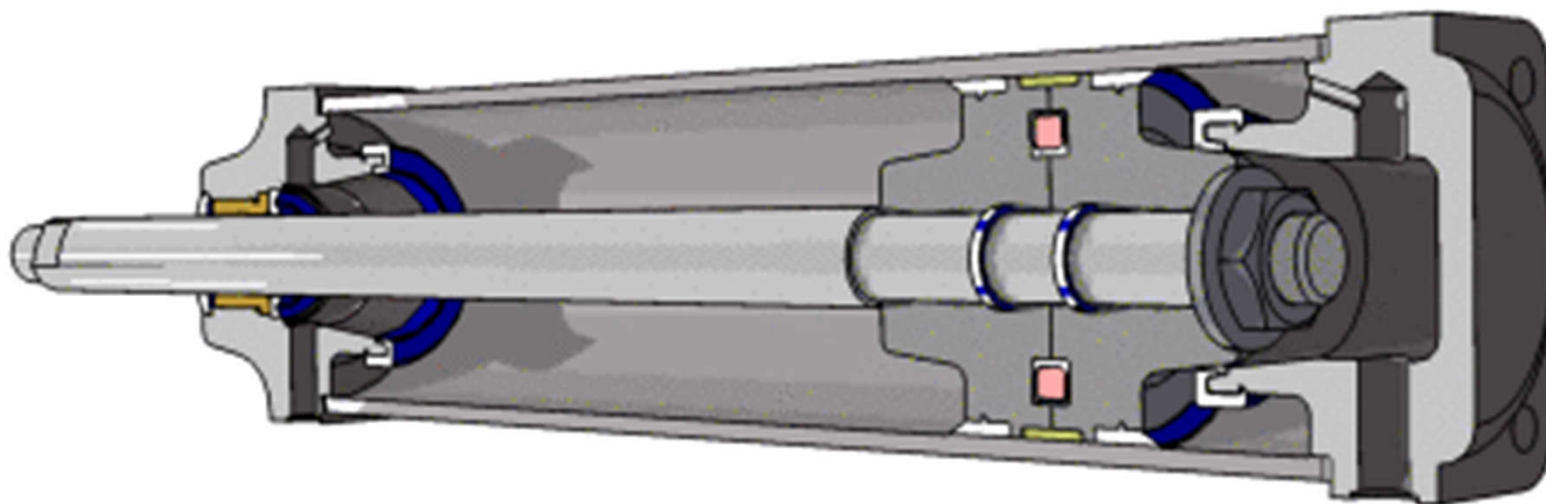
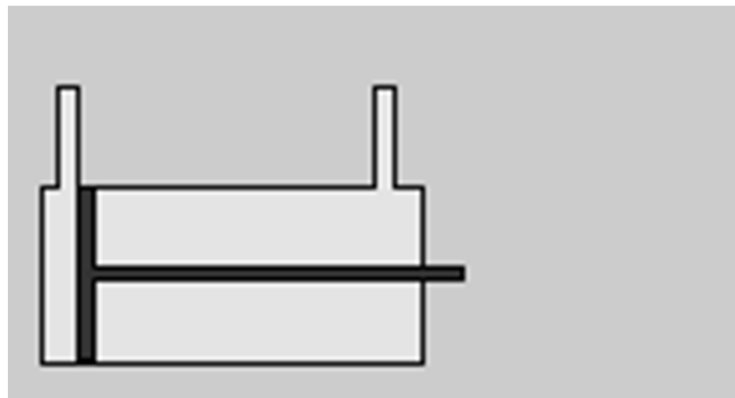
Почему нельзя допускать удара поршня

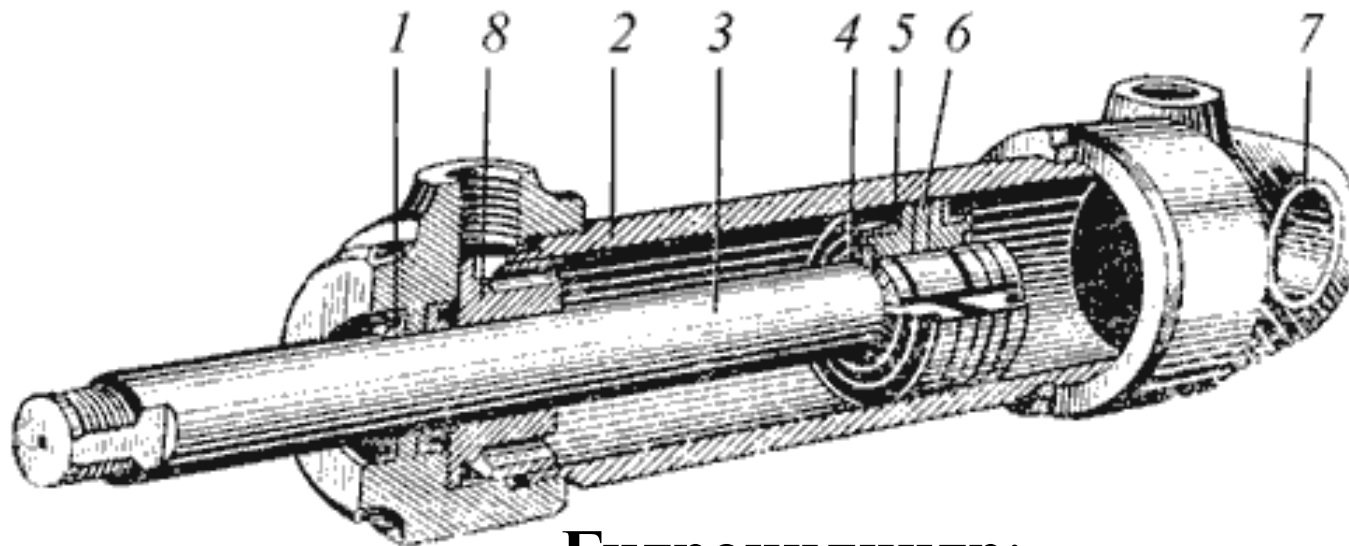
о стенку гидроцилиндра ?

Если в механизме в конце хода штока гидроцилиндра происходит резкое замедление скорости поршня и резкая остановка,

то в результате этого может возникнуть опасность не только деформаций и обрыва задней стенки гильзы гидроцилиндра, но и опасность работы на таком оборудовании

Гидроцилиндр с торможением – это гидроцилиндр, снабженный устройством, обеспечивающим торможение выходного звена в конце хода





Гидроцилиндр:

1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета;
6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грундбукса

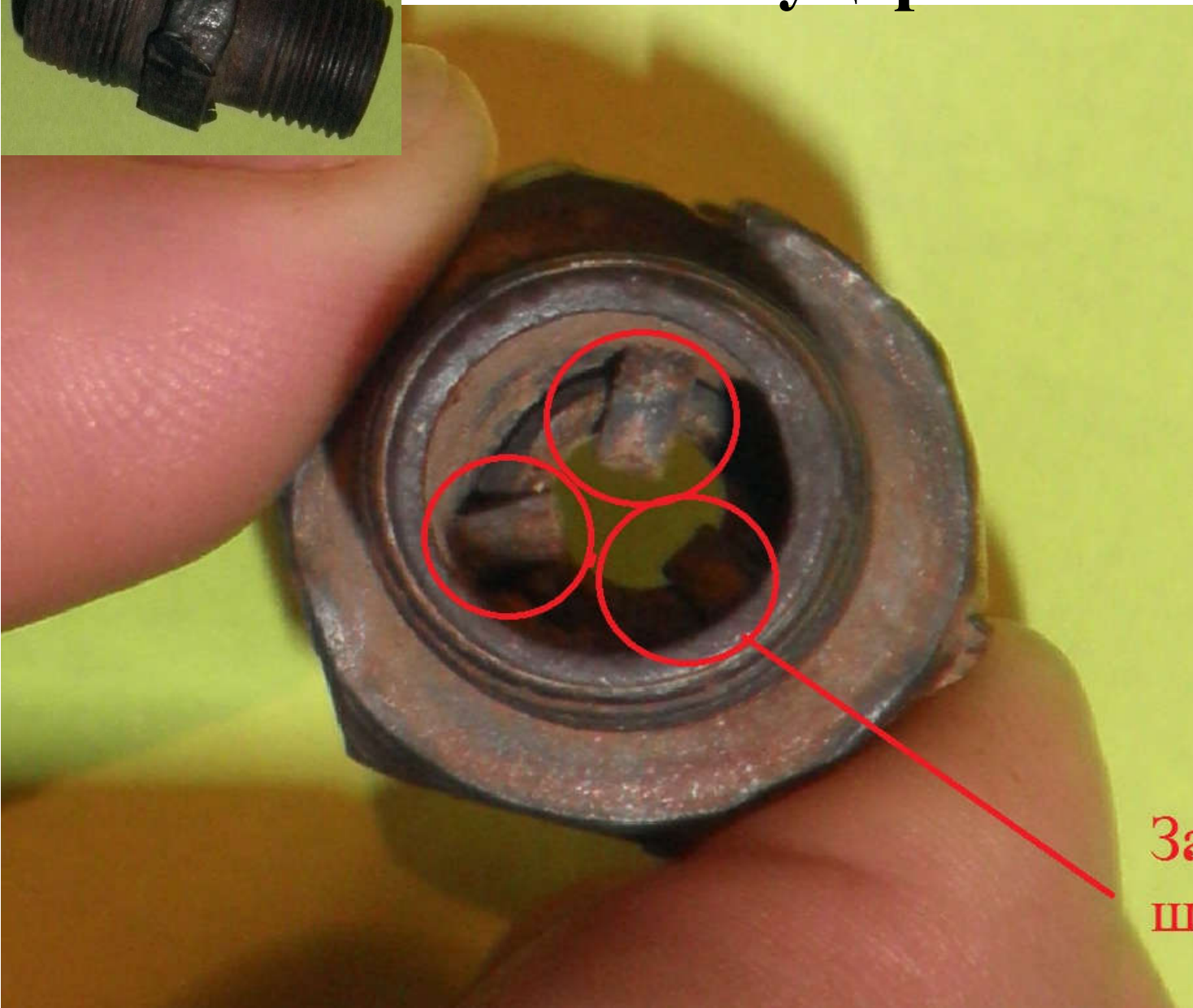
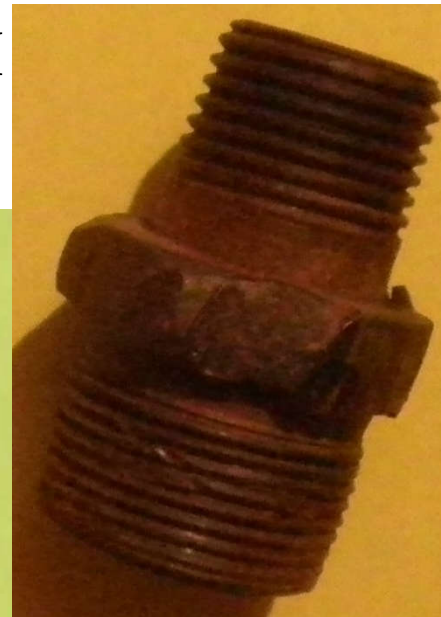
Наличие демпфирования обеспечивает безударную остановку, снижая, перепады давления, а также силу толчка, передаваемого на опоры.

При каких скоростях поршня необходимо демпфирование в конце рабочего хода ?

$$V_n > 0,1 \left(\frac{\dot{l}}{\tilde{n}} \right)$$

ГОСТ 26191-84
ГОСТ 17216-71

Переходной тормозной штуцер



Запресованные
штифты

Динамический расчет гидроцилиндров в ПТМ – это актуально!



Динамический расчет гидроцилиндров в ПТМ – это актуально !

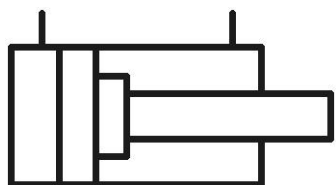


17 3:52 PM

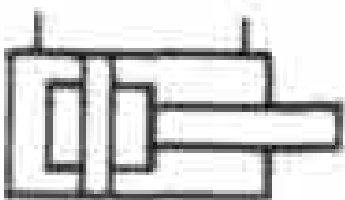
Динамический расчет гидроцилиндров в ПТМ – это актуально !



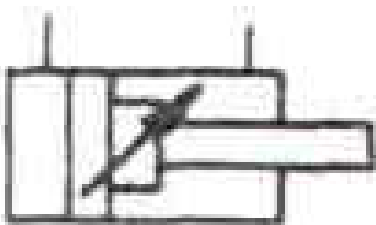
Условные обозначения гидроцилиндров с торможением



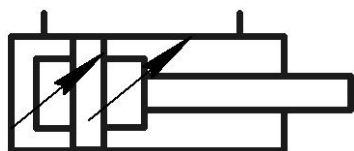
– гидроцилиндр с постоянным торможением
в конце хода с одной стороны



– гидроцилиндр с постоянным торможением
в конце хода с двух сторон

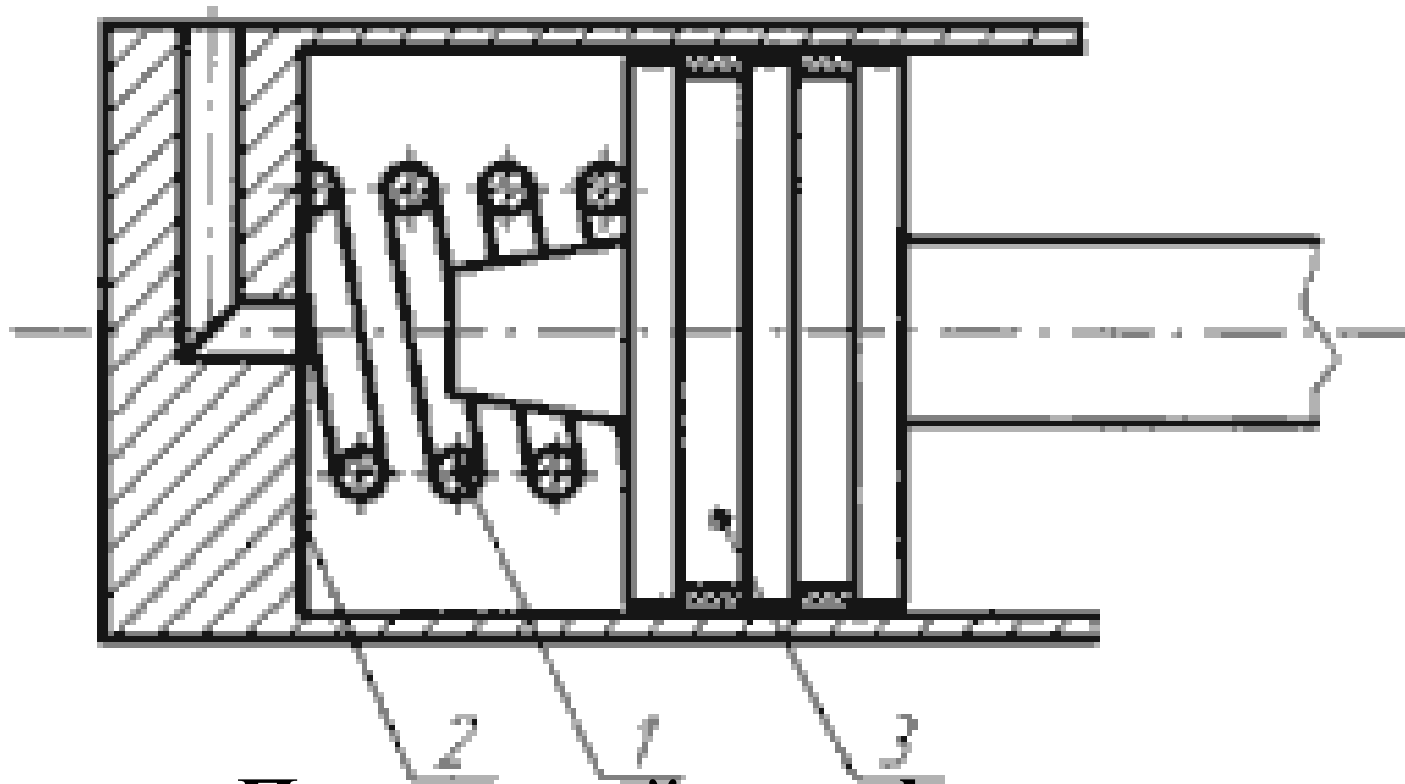


– гидроцилиндр с регулируемым
торможением в конце хода с одной стороны



– гидроцилиндр с регулируемым
торможением в конце хода с двух сторон

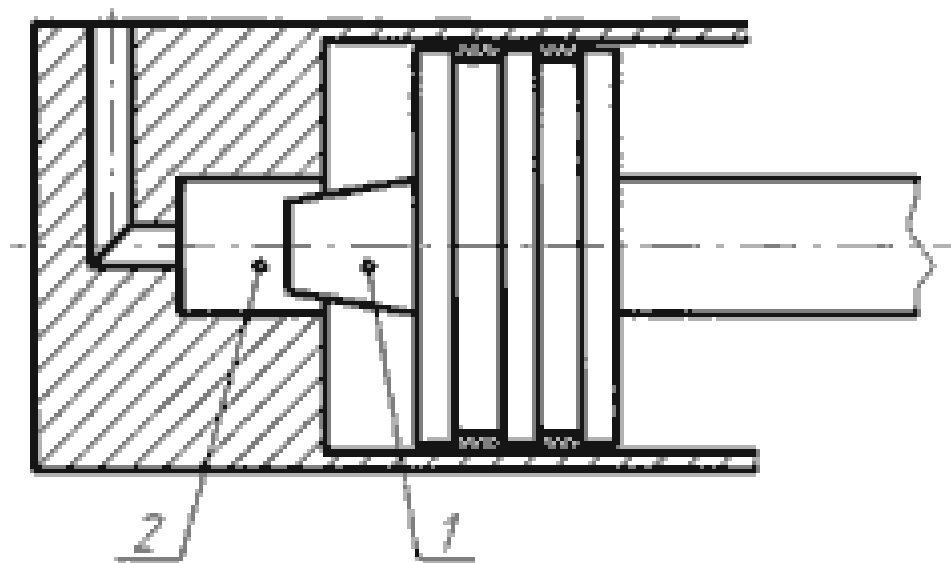
Способы торможения гидроцилиндров в конце максимально возможного хода поршня



Пружинный демпфер

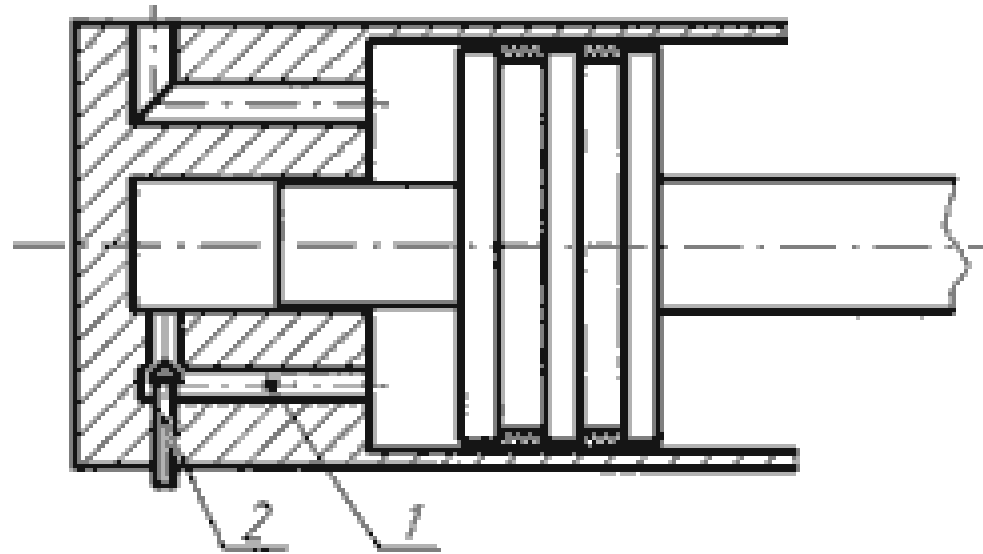
Пружинный демпфер – это пружина 1, установленная на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящая поршень 3 в конце хода

Демпфер с ложным штоком



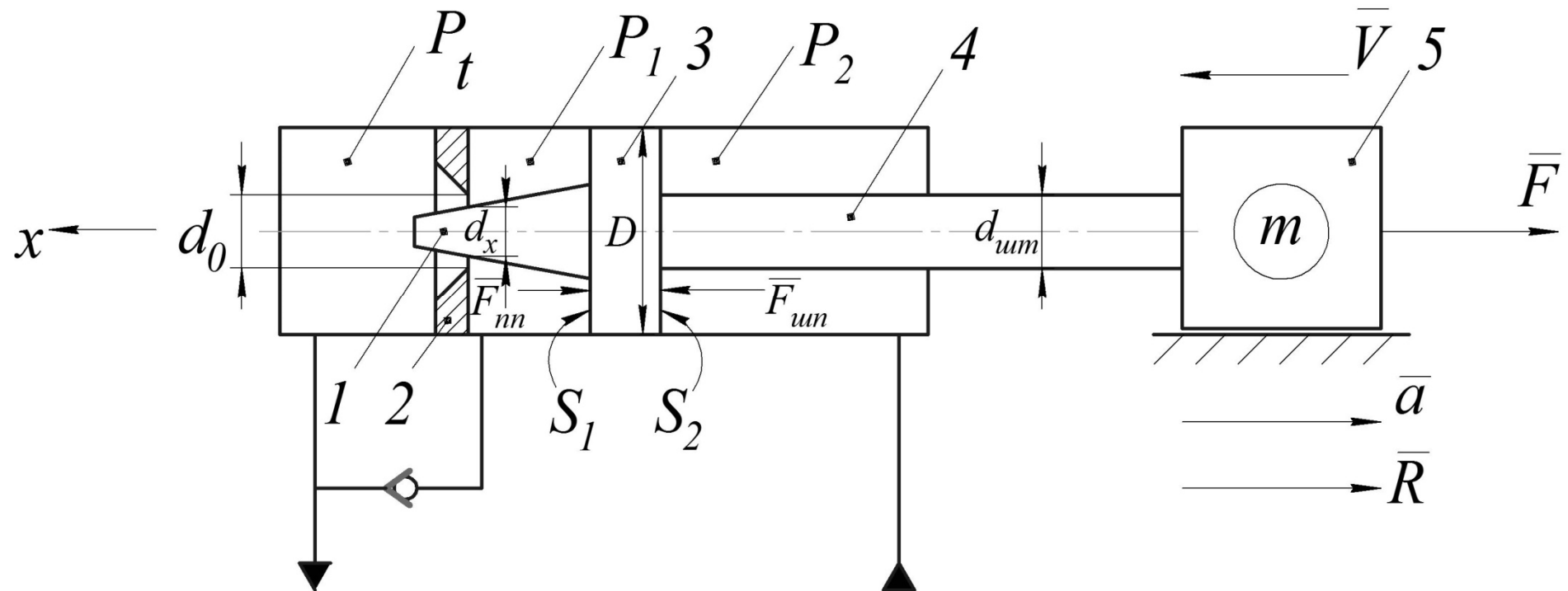
Демпфер с ложным штоком — это короткий ложный шток 1 и выточка 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель.

Демпфер регулируемый с отверстием



Демпфер регулируемый с отверстием:
запираемая в выточке крышки цилиндра
жидкость вытесняется через канал 1 малого
сечения, в котором установлена игла 2 для
регулирования проходного сечения отверстия

Расчетная схема демпфирования поршня со встроенным дросселем переменного сечения



- 1 – конический хвостовик
- 2 – встроенный дроссель – отверстие в крышке цилиндра
- 3 – поршень
- 4 – шток
- 5 – приведенная к поршню масса подвижных частей

гидропривода

Список условных обозначений кинематических величин

x_t – длина пути торможения поршня, м

x – текущая координата поршня, м

t – текущее время движения поршня, с

v_t – скорость поршня в конце процесса
торможения, м/с

a_t – ускорение поршня в конце процесса
торможения, м/с²

Список условных обозначений динамических величин

m – приведенная к поршню масса
подвижных частей гидропривода, кг



F – вектор внешней силы, действующей на
поршень гидроцилиндра, Н (кН)



R – главный вектор результирующей
внешней силы, приложенной к поршню
гидроцилиндра, Н (кН)

Список условных обозначений гидродинамических величин

P_t – давление в тормозной полости гидроцилиндра, Па (МПа)

$S_1; P_1$ – эффективная площадь поршня ($\text{м}^2, \text{мм}^2$) и противодействие (Па, МПа) в сливной (поршневой) полости гидроцилиндра

$S_2; P_2$ – эффективная площадь поршня ($\text{м}^2, \text{мм}^2$) и рабочее давление (Па, МПа) в рабочей (штоковой) полости гидроцилиндра

**Дифференциальное уравнение движения поршня
гидроцилиндра при торможении**

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = -p_1 S_1 + p_2 S_2 - F; \quad \frac{dx}{dt} < 1 \left(\frac{m}{c} \right);$$

ТИХОХОДНЫЙ ГИДРОПРИВОД

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = -P_{nn} S_{nn} + P_{un} S_{un} - F;$$

ИЛИ

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = -R; \quad R = p_1 S_1 - p_2 S_2 + F; \quad (1)$$

R – результирующая сила, приложенная к поршню

Интегрирование (1) по координате (интеграл энергии)

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dV_x}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = V_x \cdot \frac{dV_x}{dx} = V \cdot \frac{dV}{dx}; \quad (2)$$

Подставляем (2) в (1):

$$mV \cdot \frac{dV}{dx} = -R; \quad (3)$$

Разделяем переменные в (3):

$$\int_{V_0}^{V_t} mV dV = \int_0^{x_t} (-R) dx; \quad (4)$$

Интегрируем (4):

$$\frac{mV^2}{2} \Big|_{V_0}^{V_t} = (-R) \cdot x \Big|_0^{x_t};$$

Теорема об изменении кинетической энергии поршня:

$$\frac{mV_t^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = (-R) \cdot x_t; \quad (5)$$

Условие полной остановки поршня: $V_t = 0$;

Путь торможения поршня до полной остановки:

$$x_t = \frac{mV_0^2}{2R}; \quad (6)$$

Скорость поршня по пути торможения из (5):

$$V_t = V_t(x) = \sqrt{V_0^2 - \frac{2R \cdot x_t}{m}}; \quad (7)$$

Интегрирование (1) по времени:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dV_x}{dt} = \frac{dV}{dt}; \quad (8)$$

Подставляем (8) в (1):

$$m \frac{dV}{dt} = -R; \quad (9)$$

Разделяем переменные в (9) :

$$\int_{V_0}^{V_t} m dV = \int_0^{t_t} (-R) dt; \quad (10)$$

Интегрируем (10) – (интеграл количеств движения поршня гидроцилиндра) :

$$(m \cdot V) \Big|_{V_0}^{V_t} = (-R) \cdot t \Big|_0^{t_t}; \quad (11)$$

Теорема об изменении количества движения поршня:

$$m \cdot (V_t - V_0) = (-R) \cdot t_t; \quad (12)$$

Условие полной остановки поршня: $V_t = 0$;

Время торможения поршня до полной остановки:

$$t_t = \frac{mV_0}{R}. \quad (13)$$

Пример:

$m = 2000$ кг – масса груза;

$V_0 = 0,5$ м/с – начальная скорость груза;

$D = 63$ мм; $d_{шт}$ = 36 мм – диаметры поршня и штока гидроцилиндра;

$a_t = 4$ м/с²; $d^2x/dt^2 = -4$ м/с² –

ускорение поршня в конце процесса торможения

Определение давления торможения

При реверсировании гидроцилиндра в (1)

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = -p_1 S_1 + p_2 S_2 - F \quad \text{имеем :}$$

$$F = p_2 S_2; p_1 = p_t. \quad \text{Т.о.}$$

$$p_t = -\frac{m}{S_1} \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = -\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D^2} \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) \quad (14)$$

$$p_t = -\frac{2000 \text{ кг} \cdot (-4 \text{ м/с}^2) \cdot 4}{\pi \cdot 0,063^2 \text{ м}^2} \approx 2,566 \text{ МПа}$$

Расчет тормозного пути и времени торможения

Результирующая внешняя сила при торможении

$$R = p_t S_1 = (-m) \cdot \left(d^2 x / dt^2 \right)$$

$$R = -2000 \text{ кг} \cdot (-4 \text{ м/с}^2) = 8 \text{ кН}$$

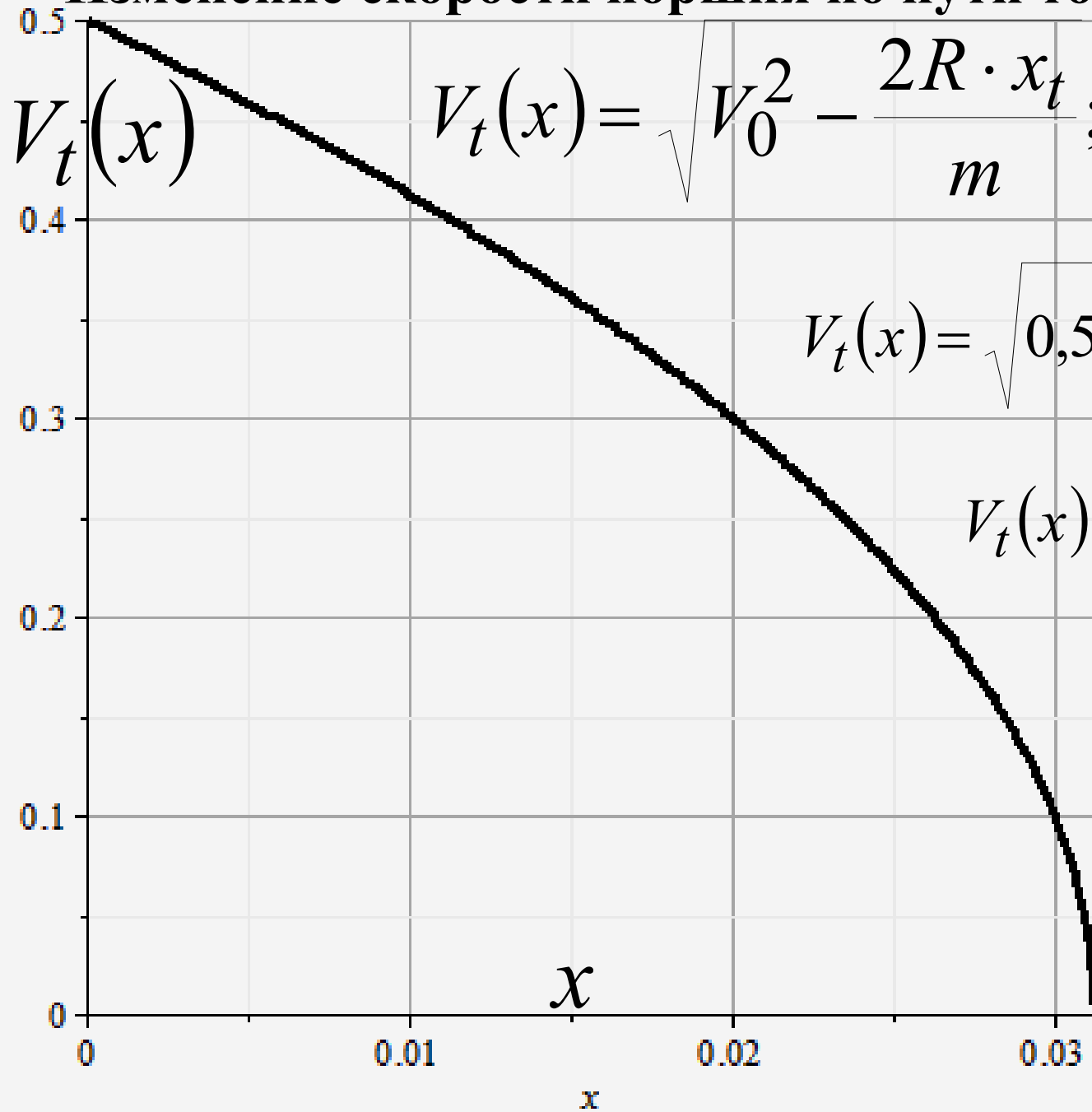
Из (6) путь торможения поршня до полной остановки:

$$x_t = \frac{m V_0^2}{2R}; \quad x_t = \frac{2000 \text{ кг} \cdot (0,5 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 8000 \text{ Н}} = 0,03125 \text{ м} = 31,25 \text{ мм}$$

Из (13) время торможения поршня до полной остановки:

$$t_t = \frac{m V_0}{R}; \quad t_t = \frac{2000 \text{ кг} \cdot 0,5 \text{ м/с}}{8000 \text{ Н}} = 0,125 \text{ с}$$

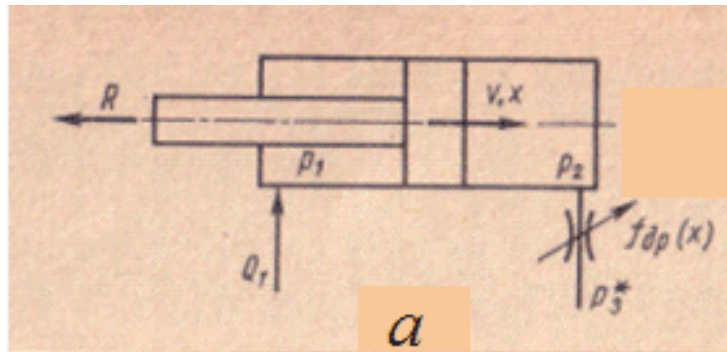
Изменение скорости поршня по пути торможения (7):



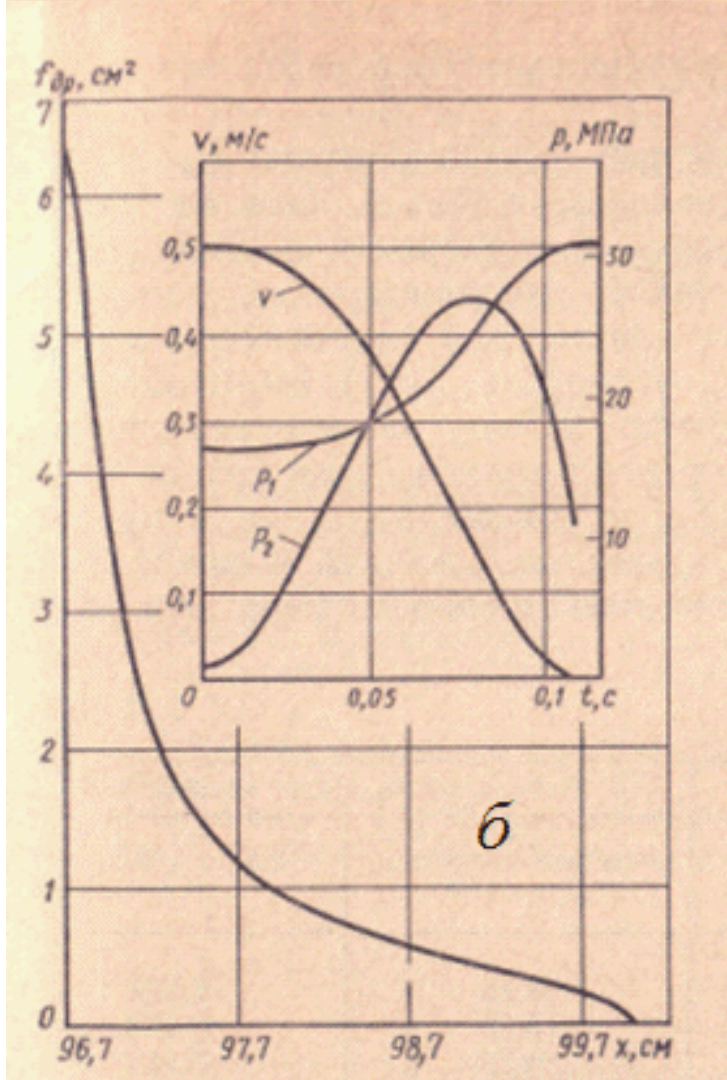
$$V_t(x) = \sqrt{V_0^2 - \frac{2R \cdot x_t}{m}};$$

$$V_t(x) = \sqrt{0,5^2 - \frac{2 \cdot 8000 \cdot x_t}{2000}};$$

$$V_t(x) = \sqrt{0,25 - 8 \cdot x_t}$$



а

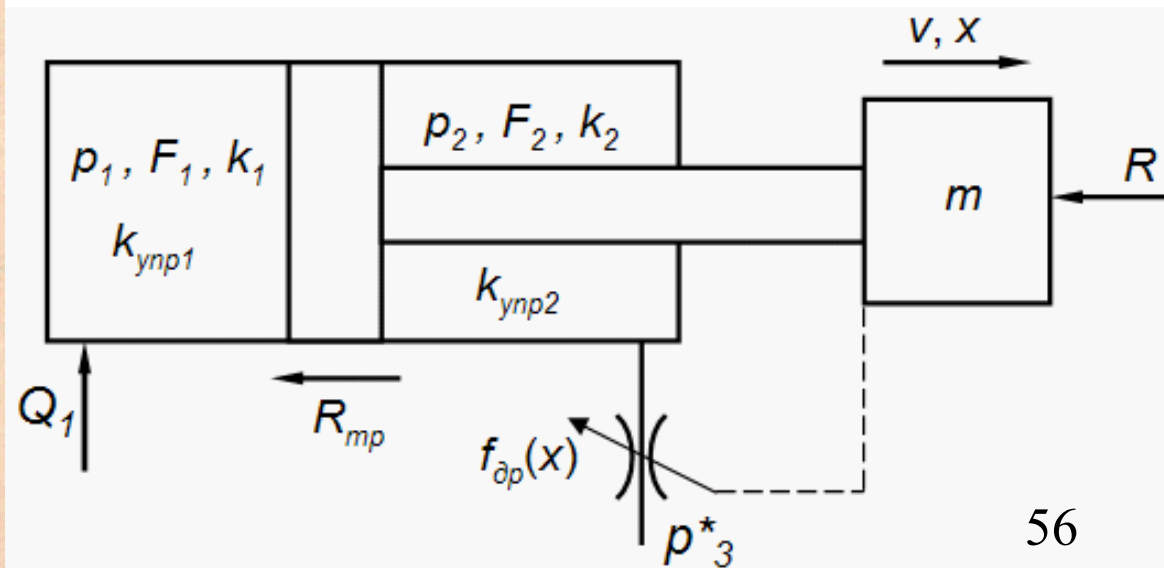


б

Сопоставление рассчитанного времени торможения гидроцилиндра



К.т.н. Ю.Г. Беренгард на своем сайте <http://www.simumath.net/> приводит пример динамического синтеза дроссельного тормозного устройства гидроцилиндра. Рассчитанное Ю.Г. Беренгардом время торможения составляет 0,11с. Относительное расхождение результатов составляет 12,82 %.



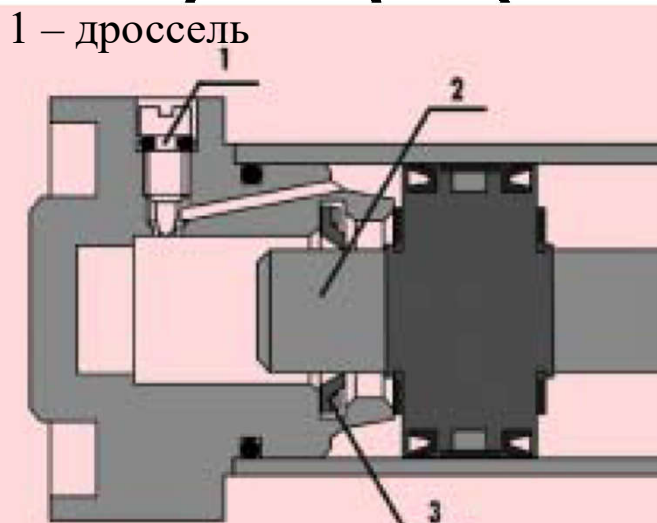
Сопоставление рассчитанного времени торможения гидроцилиндра со временем торможения поршневого пневмоцилиндра

Время прохождения поршнем пневмоцилиндра тормозного пути по ГОСТ 15608-811 в ред. 1993г.

Диаметр цилиндра, мм	50	63	80	100	125	160	200	250	320	360	400
Время, с	3	8	10	12	15	18	20	20	24	24	26

Время торможения пневмоцилиндра 8 с для тормозного пути 630 мм, т.е. время торможения пневмоцилиндра для тормозного пути 31,25 мм составляет 0,397 с, т.е. в 3,175 раза больше, чем время торможения для аналогичного гидроцилиндра

Характер торможения пневмоцилиндров Камоцци



1 – дроссель
2 – втулка демпфера
3 – уплотнительная манжета

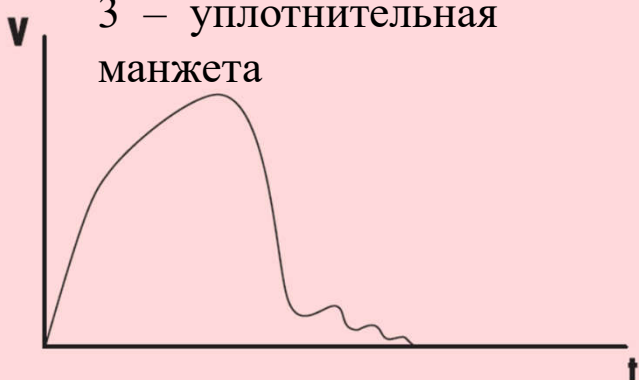


Рис. 1. Встроенный регулируемый демпфер

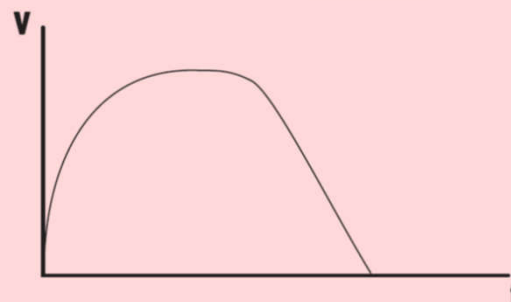
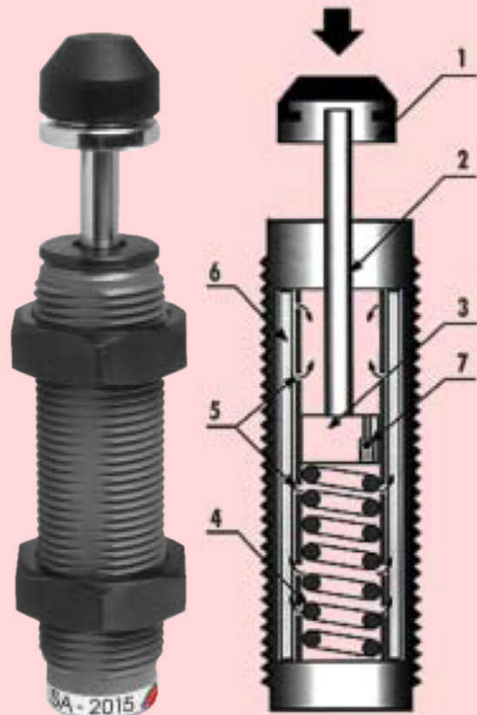
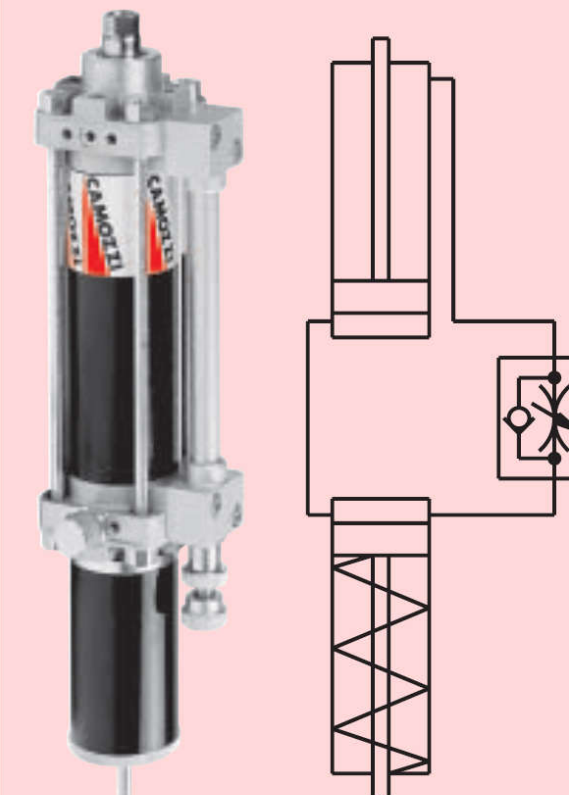


Рис. 2. Гидроамортизатор



Внешний гидродемпфер
Camozzi (серии 43)

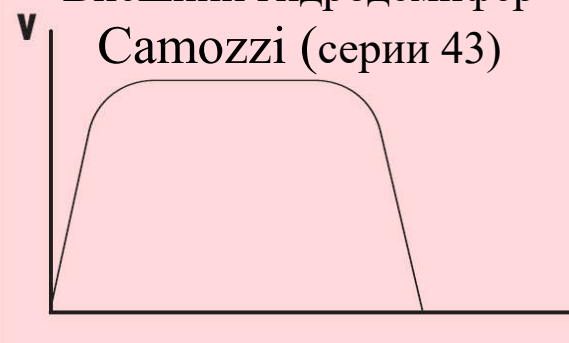


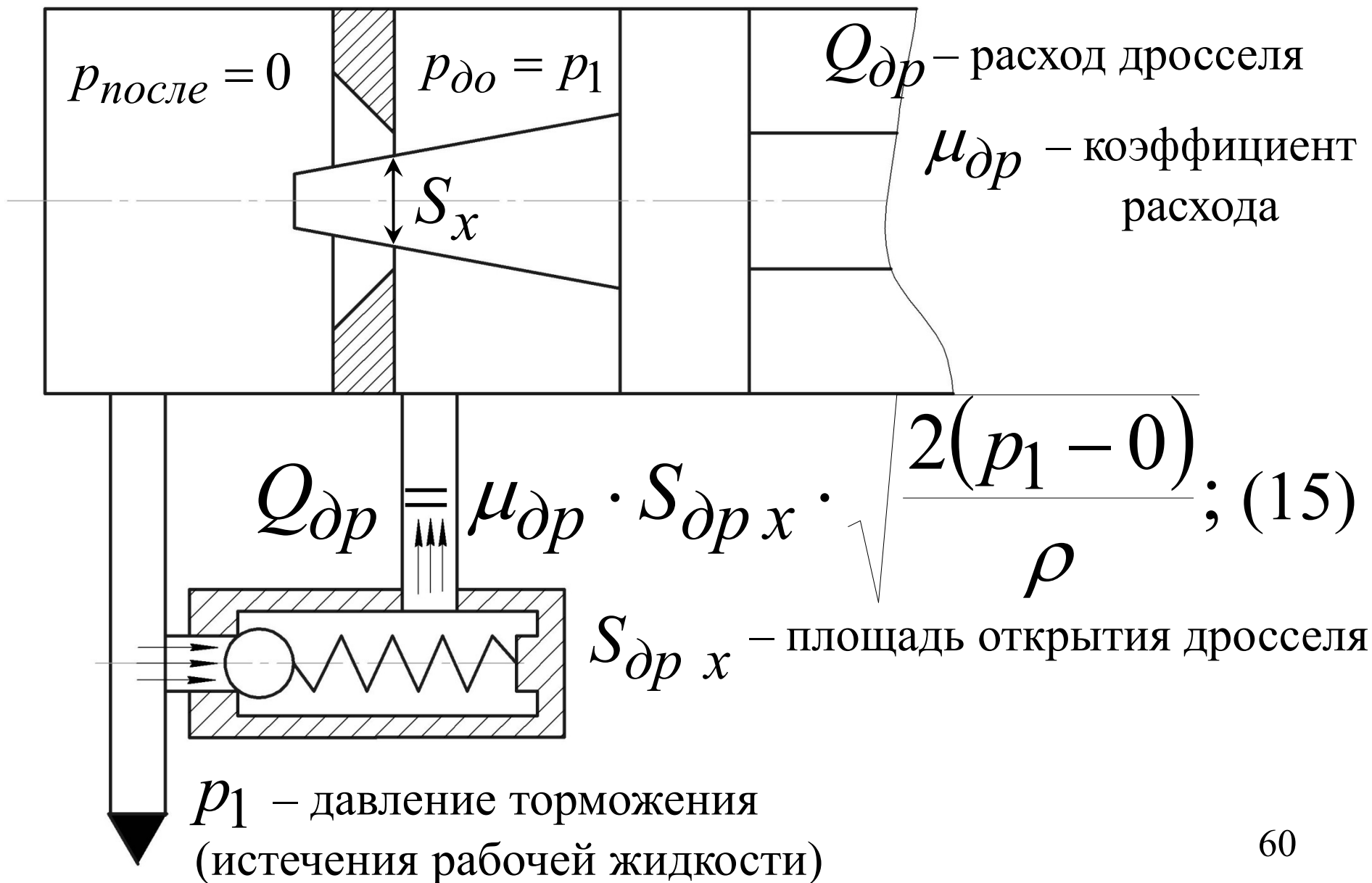
Рис. 3. Гидродемпфер

1 – нейлоновый наконечник, 2 – шток поршня,
3 – поршень, 4 – возвратная пружина, 5 – отверстия,
6 – аккумулятор и 7 – обратный клапан

Расчет формы дросселирующего органа



Площадь открытия дросселя



Площадь открытия дросселя

$Q_{гц}$ – расход гидроцилиндра $Q_{гц} = S_1 \cdot V_n$ (16)

$Q_{гц} = Q_{др}$ – условие равенства расходов гидроцилиндра и дросселя

$$S_1 \cdot V_n = \mu_{др} \cdot S_{дрх} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho}}; \quad (17)$$

$$S_{дрх} = \frac{S_1 \cdot V_n \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}} \quad \begin{array}{l} \text{– текущая} \\ \text{площадь} \\ \text{открытия дросселя} \end{array} \quad (18)$$

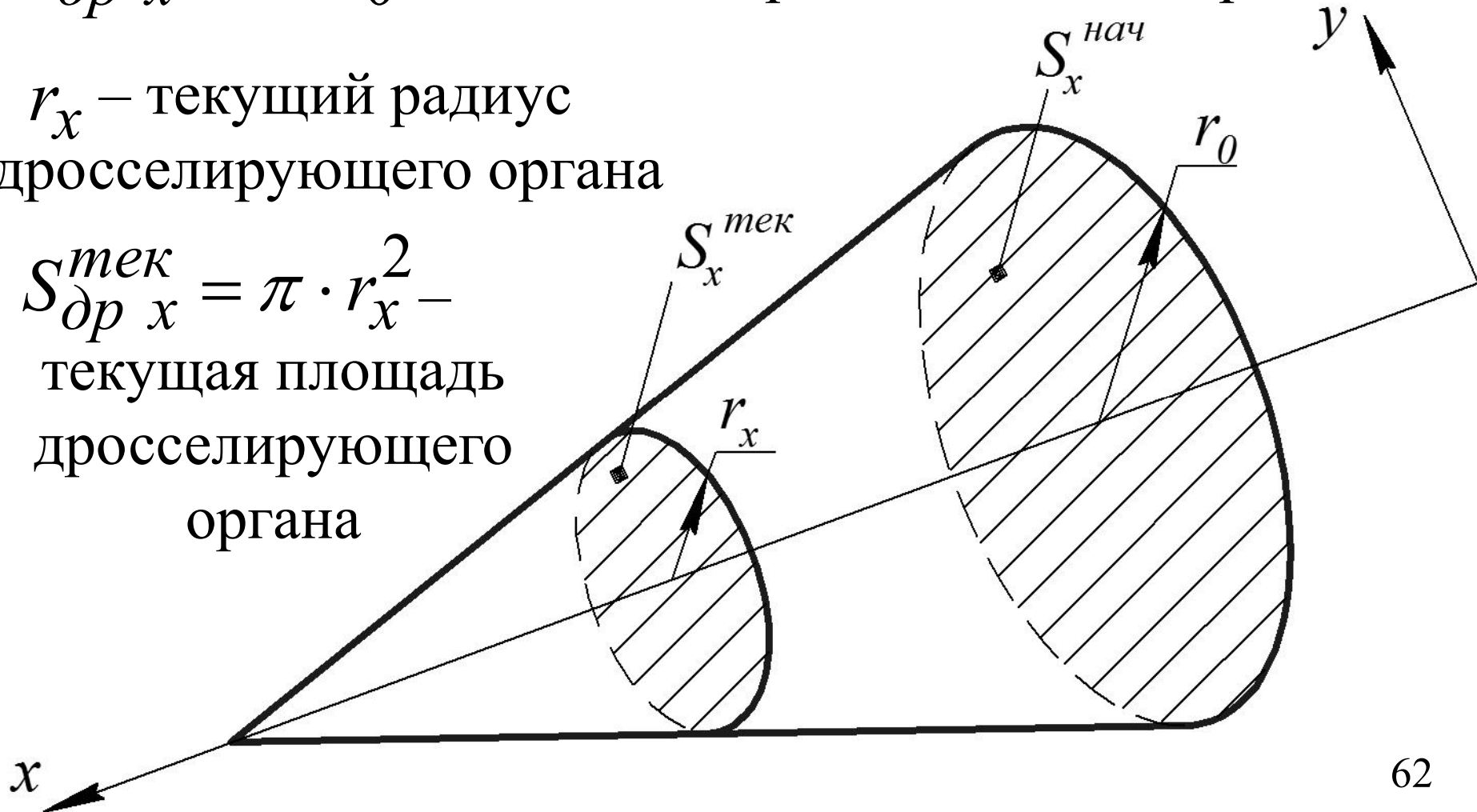
Конический хвостовик в виде кругового конуса с прямолинейными образующими:

r_0 – радиус дроссельного отверстия

$S_{др\ x}^{нач} = \pi \cdot r_0^2$ – площадь дроссельного отверстия

r_x – текущий радиус
дросселирующего органа

$S_{др\ x}^{тек} = \pi \cdot r_x^2$ –
текущая площадь
дросселирующего
органа



Площадь открытия дросселя $S_{др x}$

$$S_{др x} = S_{др x}^{нач} - S_{др x}^{кон} = \pi \cdot (r_0^2 - r_x^2) \quad (19)$$

Совмещаем (18) и (19):

$$\pi \cdot (r_0^2 - r_x^2) = \frac{S_1 \cdot V_n \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}} \quad (20)$$

Конечные условия для (20):

$$r_x = 0; V = V_0 \quad (\text{начало пути торможения}) \quad (21)$$

$$r_x = r_0; V = 0 \quad (\text{конец пути торможения})$$

$$r_0^2 = \frac{S_1 \cdot V_0 \cdot \sqrt{\rho}}{\pi \cdot \mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}}; p_1 = p_t. \quad (22)$$

Подставляем (22) в (20):

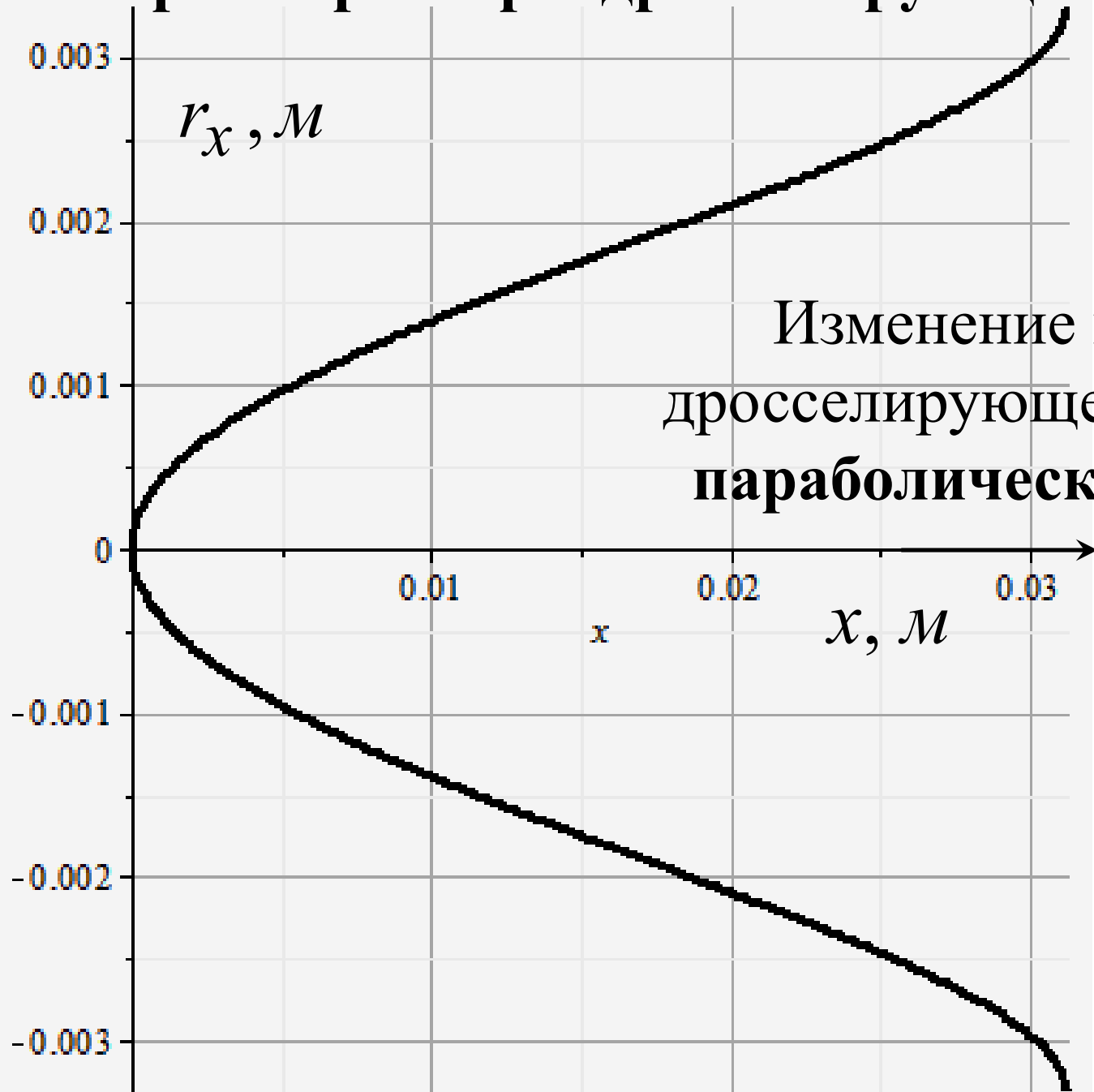
r_x – текущий радиус дросселирующего органа

$$r_x = r_x(V) = \pm \sqrt{\frac{S_1 \cdot (V_0 - V) \cdot \sqrt{\rho}}{\pi \cdot \mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_t}}}; \quad (23)$$

$$r_x(V) = \pm \sqrt{\frac{\pi \cdot 0,063^2 \cdot (0,5 - V) \cdot \sqrt{900}}{4 \cdot \pi \cdot 0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,566 \cdot 10^3}}};$$

$$r_x = r_x(V) = \pm 0,00468 \cdot \sqrt{0,5 - V};$$

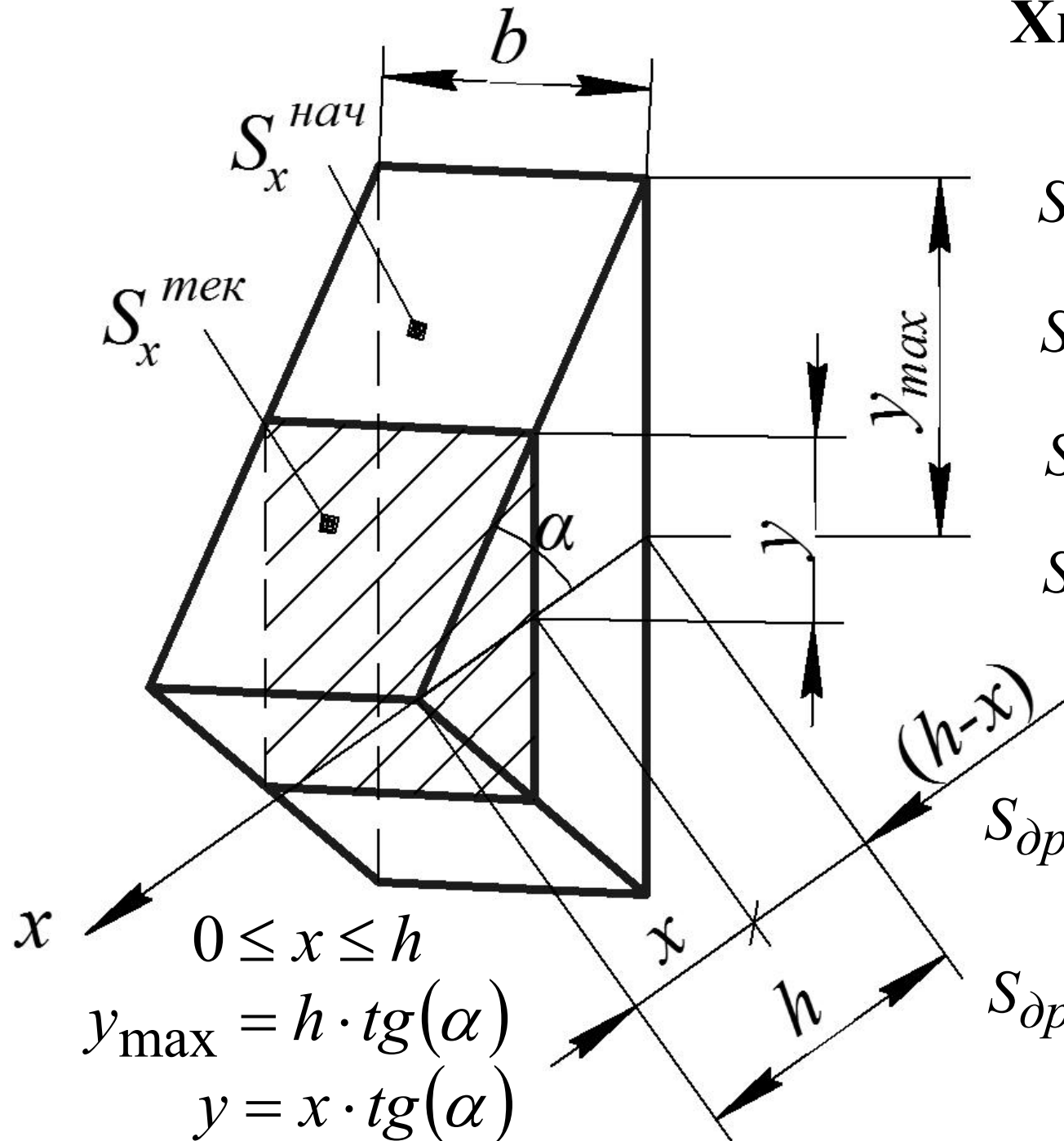
Форма и размеры дросселирующего органа



Призматическая форма хвостовика



ХВОСТОВИК В ВИДЕ ПРИЗМЫ



$$S_{\text{др } x}^{\text{нач}} = 2 \cdot y_{\max} \cdot b$$

$$S_{\text{др } x}^{\text{нач}} = 2bh \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

$$S_{\text{др } x}^{\text{кон}} = 2 \cdot y \cdot b$$

$$S_{\text{др } x}^{\text{кон}} = 2bx \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

$$S_{\text{др } x} = S_{\text{др } x}^{\text{нач}} - S_{\text{др } x}^{\text{кон}} \quad (24)$$

$$S_{\text{др } x} = 2b(h - x) \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

Площадь открытия призматического дросселя $S_{др} x$

Совмещаем (18) и (24):

$$2b \cdot (h - x) \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{S_1 \cdot V_n \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}} \quad (25)$$

$$x = h - \frac{S_1 \cdot V_n \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot 2b \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}} \quad (26)$$

Конечные условия для (26): $p_1 = p_t$;

$$x = 0; \quad V = V_0 \quad (\text{начало пути торможения}) \quad (27)$$

$$x = h; \quad V = 0 \quad (\text{конец пути торможения})$$

Расчетная форма призматического дросселя

Конечные условия (27) подставляем в (26):

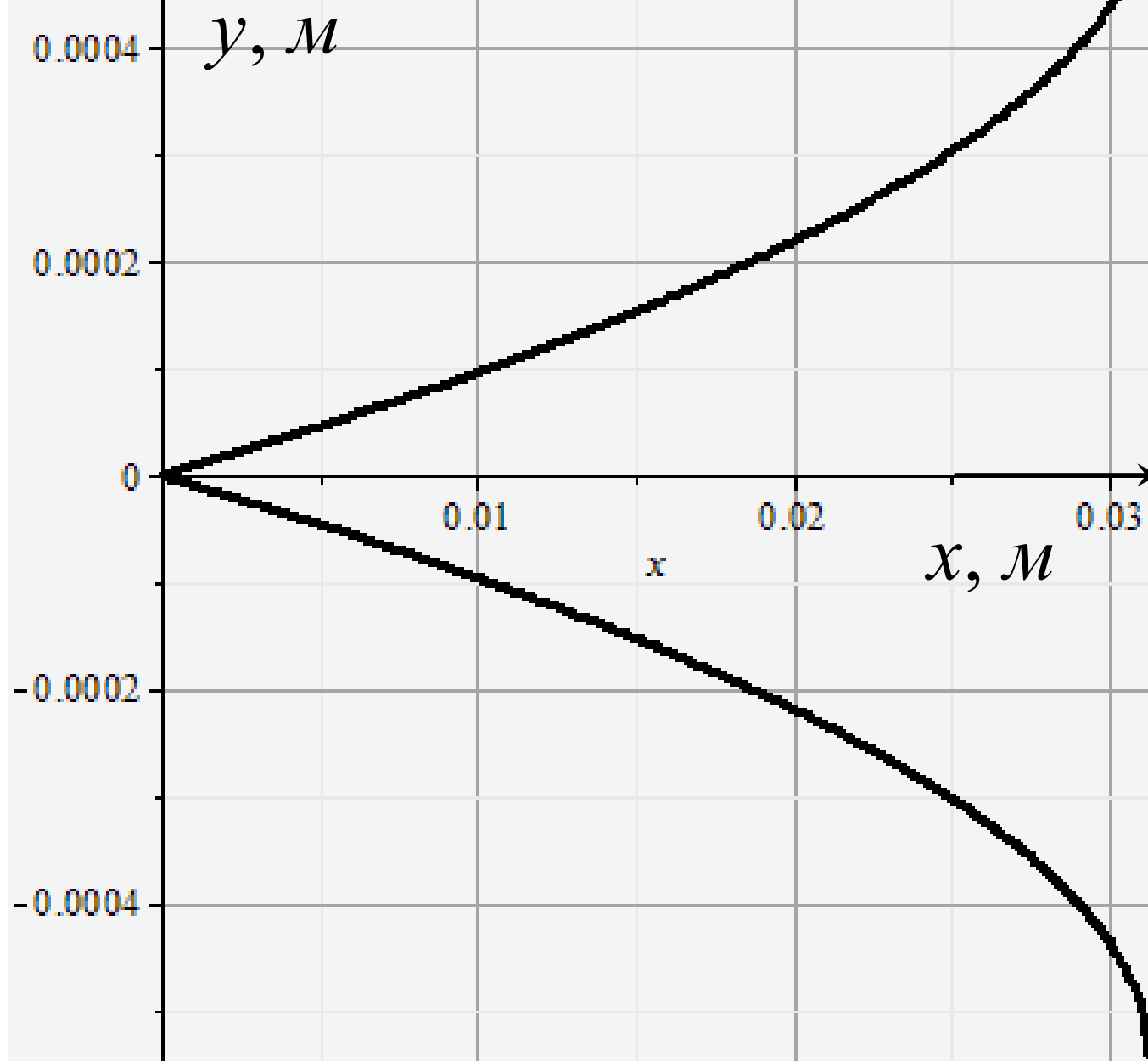
$$x = \frac{S_1 \cdot (V_0 - V) \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot 2b \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sqrt{2 \cdot p_t}} \quad (28)$$

$$y = \frac{S_1 \cdot (V_0 - V) \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot 2b \cdot \sqrt{2 \cdot p_t}} \quad (29)$$

Для $b=(D/2)$ из (29) получаем:

$$y = 0,001092 \cdot (0,5 - V);$$

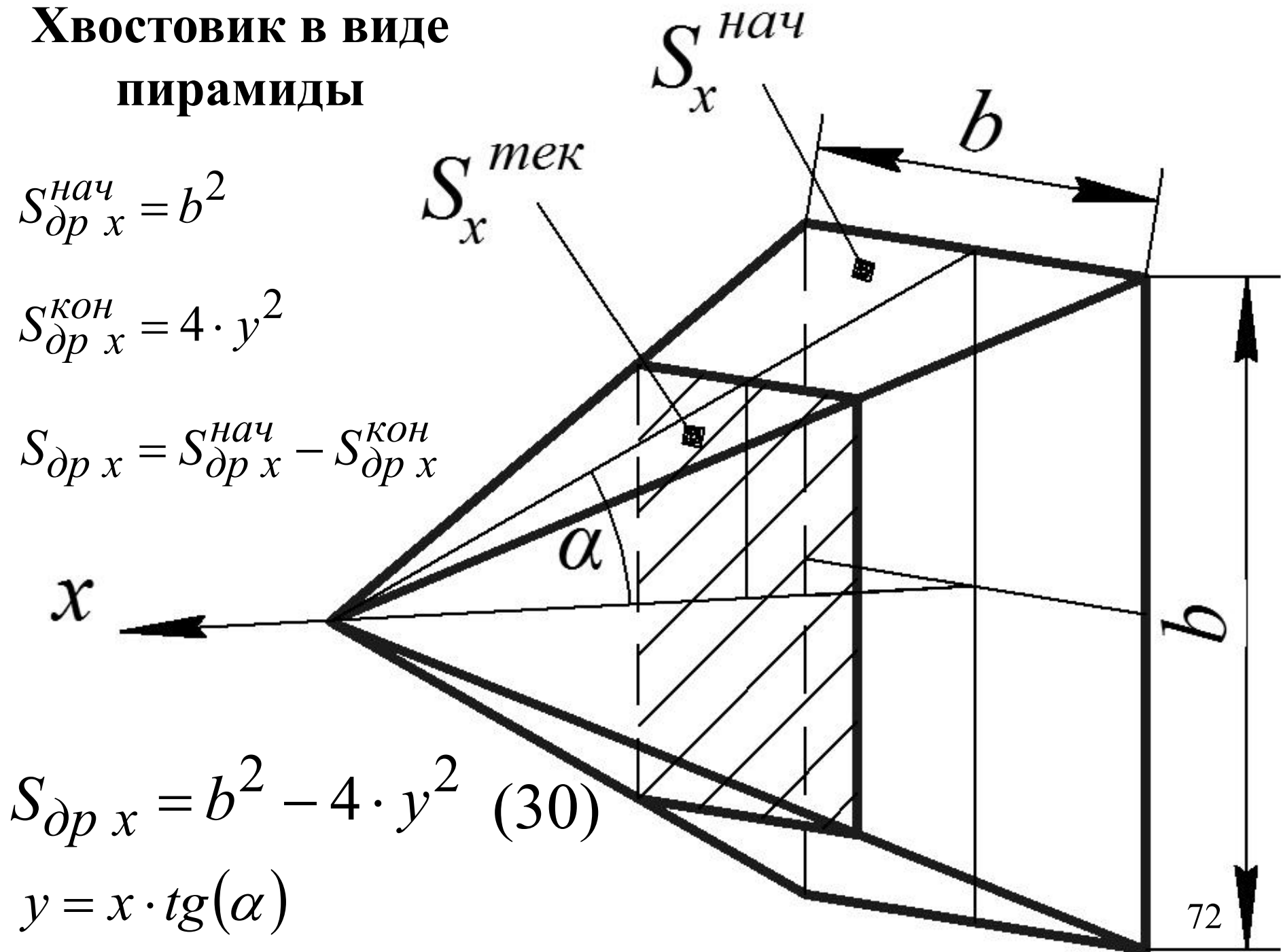
Расчетная форма и размеры призматического дросселирующего органа



Пирамидальная форма хвостовика



Хвостовик в виде пирамиды



Площадь открытия пирамидального дросселя

Совмещаем (18) и (30):

$$b^2 - 4 \cdot y^2 = \frac{S_1 \cdot V_n \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1}} \quad (31)$$

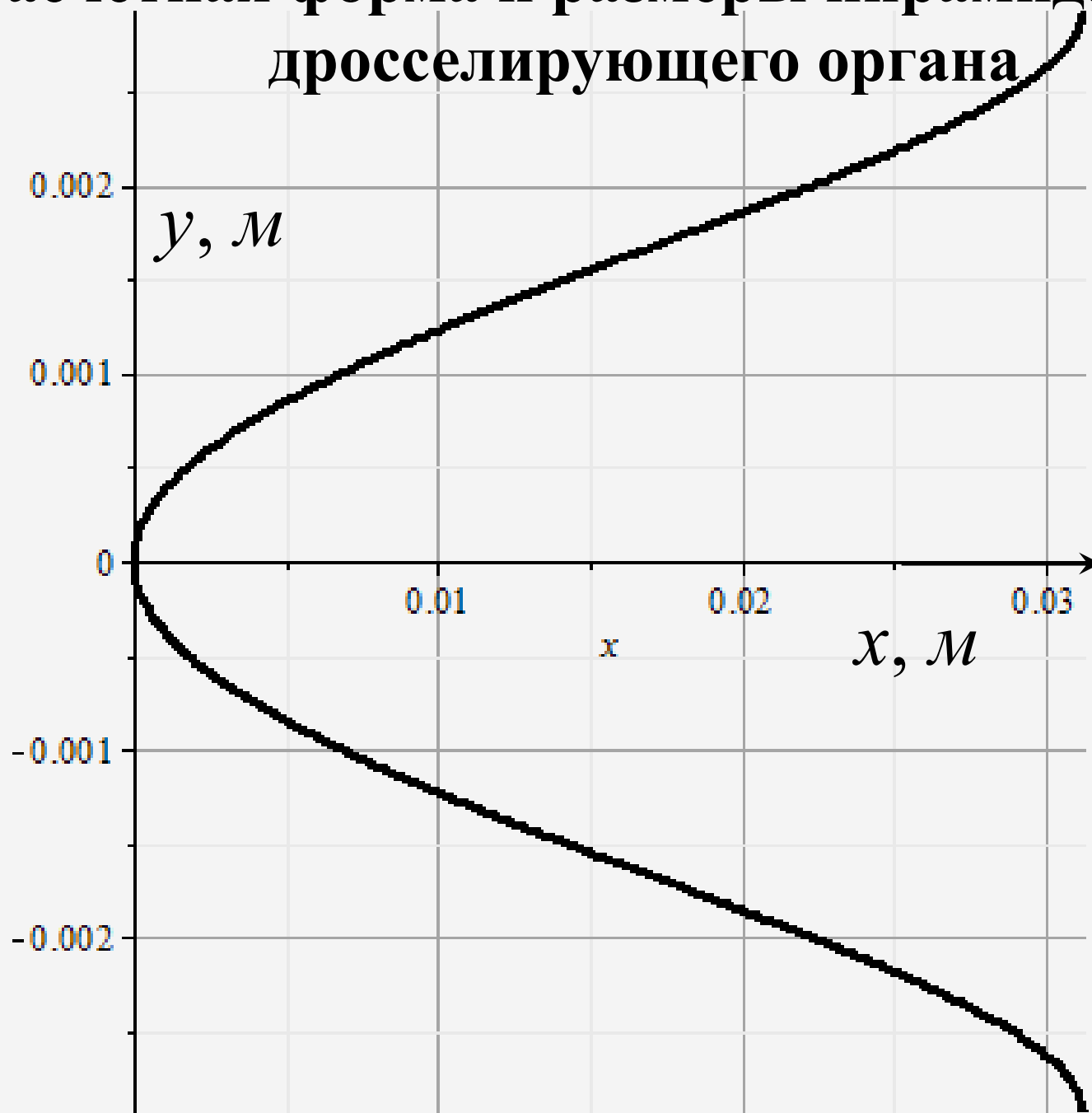
Конечные условия (27) справедливы для (31):

$$y = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{S_1 \cdot (V_0 - V) \cdot \sqrt{\rho}}{\mu_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot p_t}}} \quad (32)$$

Численно из (32) получаем:

$$y = \pm 0,004147 \cdot \sqrt{0,5 - V};$$

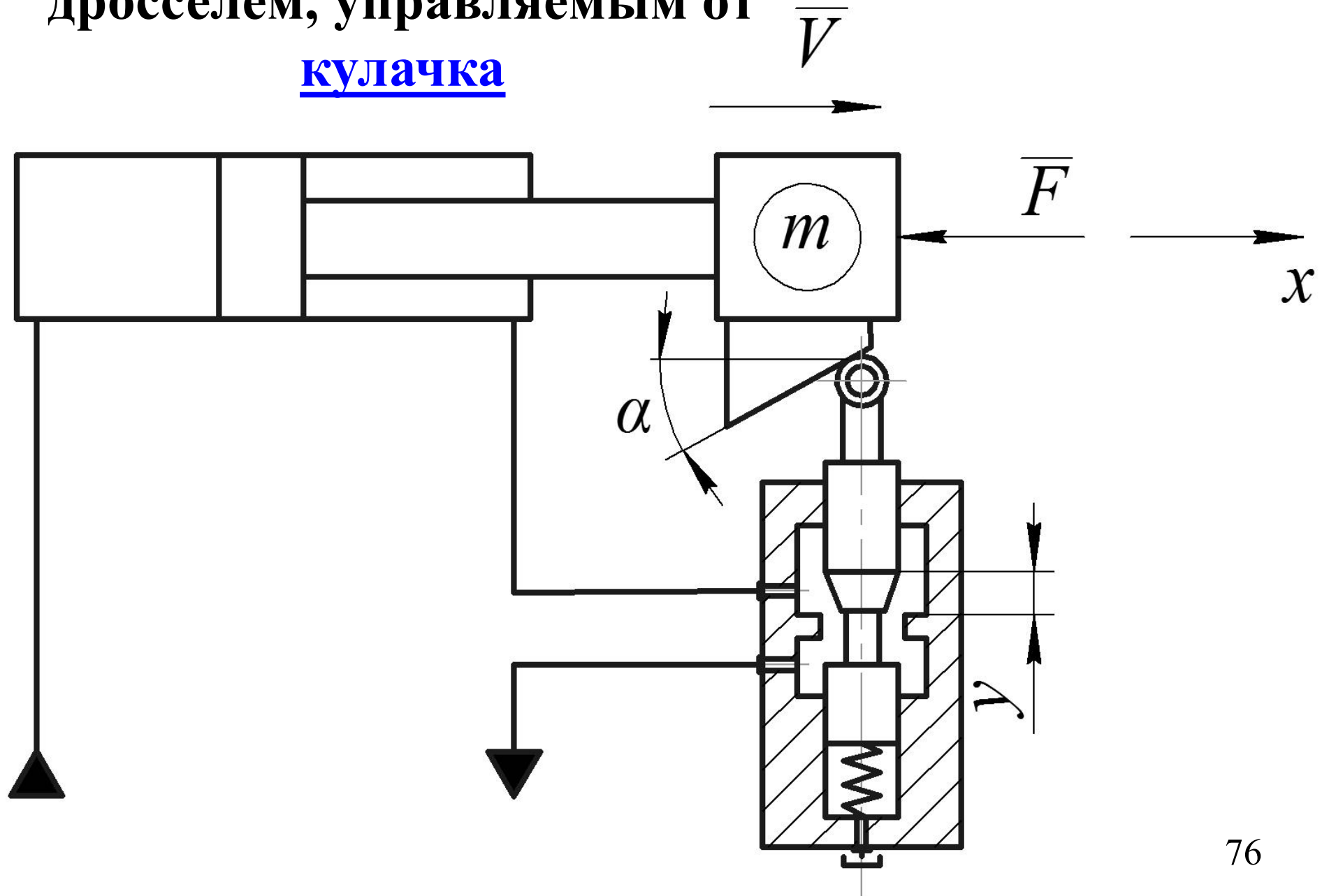
Расчетная форма и размеры пирамидального дросселирующего органа



Торможение гидроцилиндров дросселем кулачкового типа



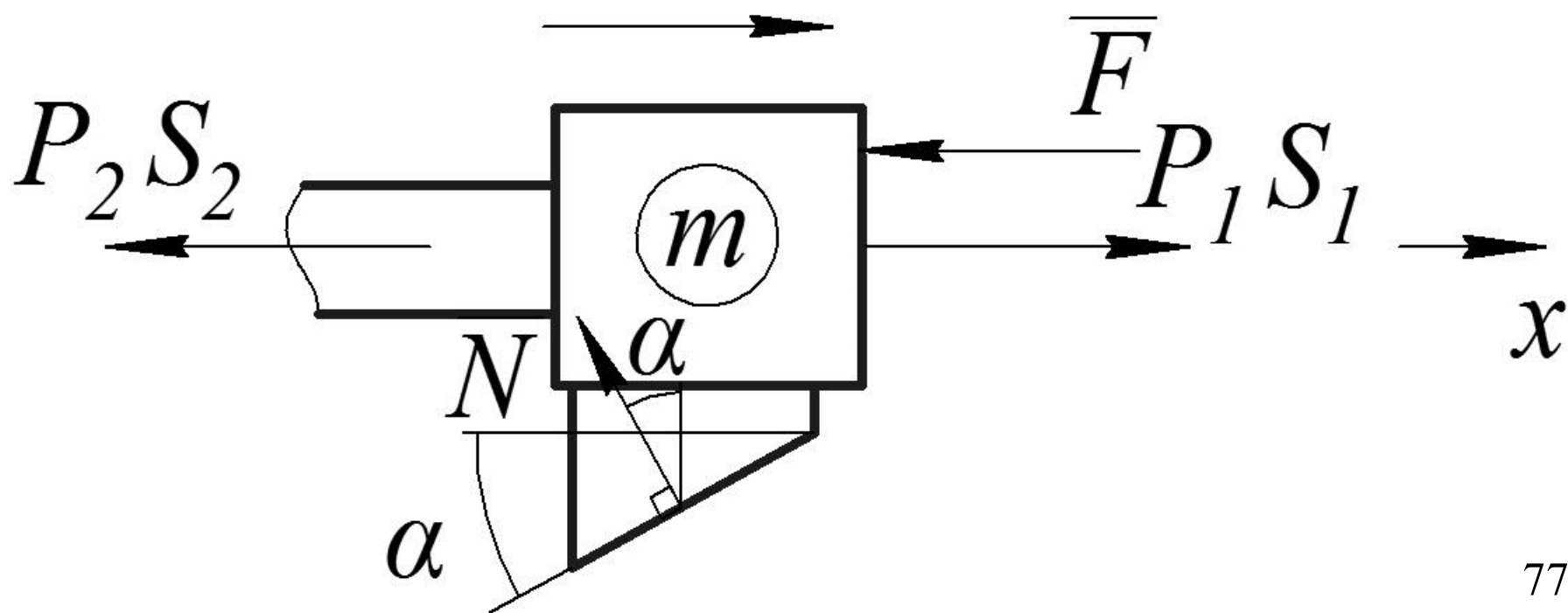
Схема торможения осевым
дросселем, управляемым от
кулачка

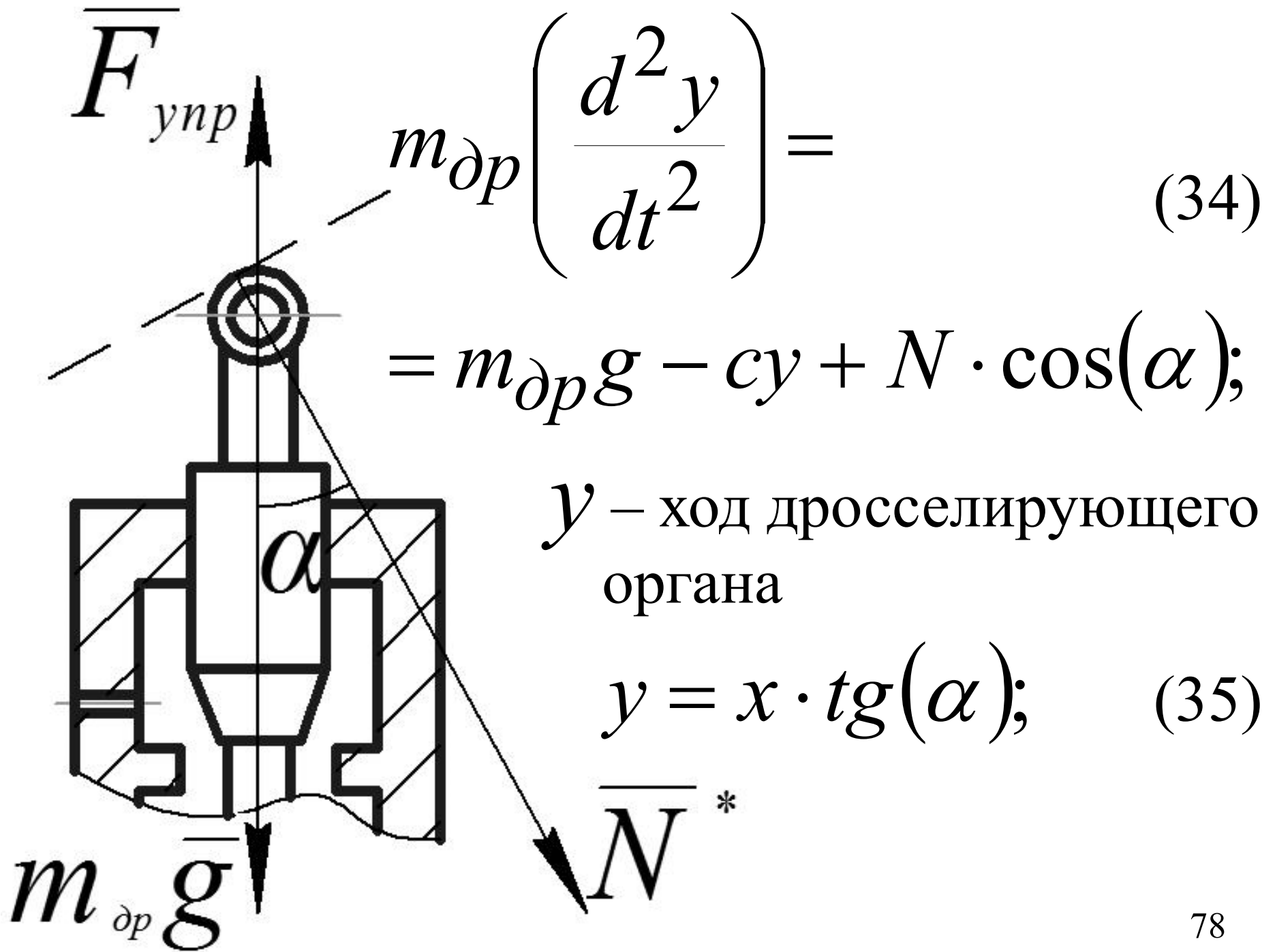


**Расчетная схема торможения осевым дросселем,
управляемым от кулачка**

x – путь торможения поршня, м

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F - N \cdot \sin(\alpha); \quad (33)$$

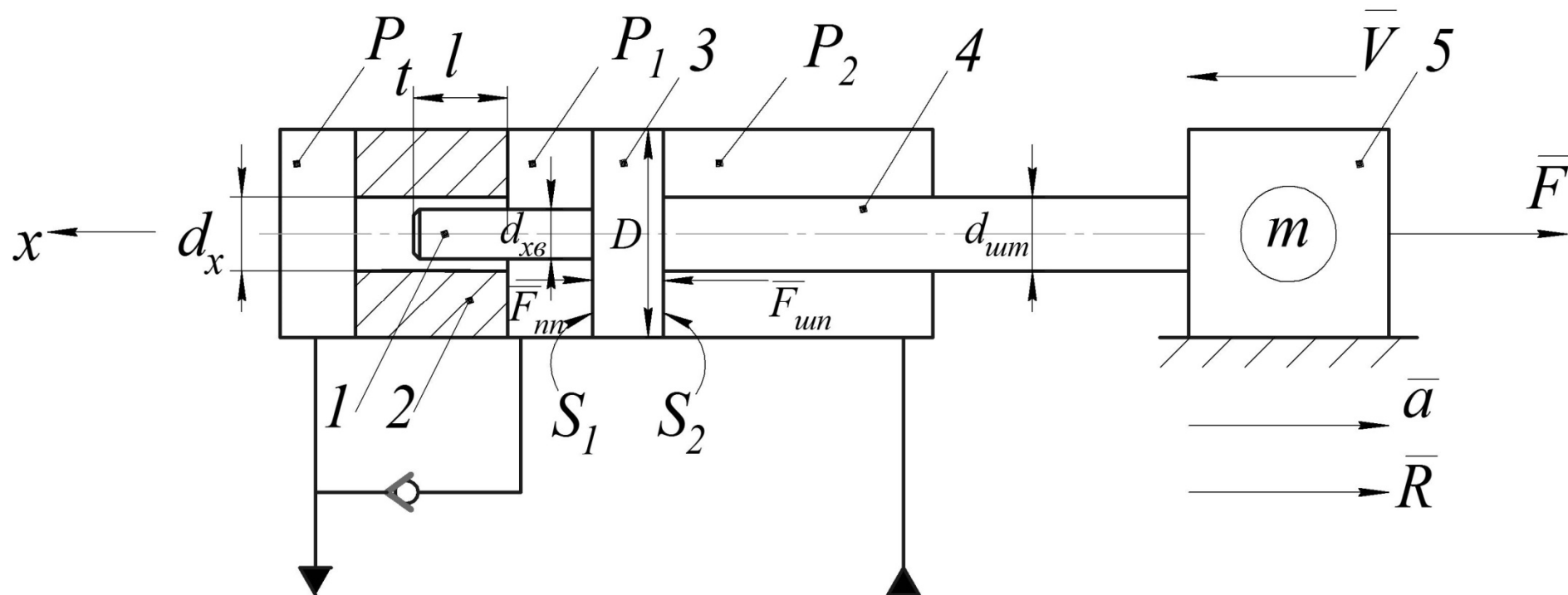




Дифференциальное уравнение для торможения осевым дросселем, управляемым от кулачка относительно пути x торможения поршня

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) \cdot \left(m_{\partial p} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + m \cdot \operatorname{ctg}(\alpha) \right) + \\
 & + \left(c \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \right) \cdot x + \\
 & + \left[\left(p_2 S_2 - p_1 S_1 + F \right) \cdot \operatorname{ctg}(\alpha) - m_{\partial p} g \right] = 0;
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

Схема торможения поршня гидроцилиндра встроенным дросселем постоянного сечения



1 – хвостовик в виде цилиндрической втулки

2 – встроенный дроссель – отверстие в крышке цилиндра

3 – поршень 4 – шток

5 – приведенная к поршню масса подвижных частей
гидропривода

Торможение дросселем постоянного сечения

$$Q_{гц} = Q_{кц} \, dp;$$

$$V_t \cdot S_1 = \frac{\pi \cdot d_x \cdot p_t \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu_\delta \cdot l} \quad (37)$$

$V_t \approx 0,1 \cdot V_0$ – текущая скорость поршня в конце пути торможения;

l – величина тормозного пути поршня;

d_x – диаметр цилиндрической втулки;

$S_1 = (\pi/4) \cdot (D^2 - d_x^2)$ – площадь поршня, на которую действует давление торможения;

Торможение дросселем постоянного сечения

$$V_t \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_x^2) = \frac{\pi \cdot d_x \cdot p_t \cdot \delta^3}{4 \cdot 3 \cdot \mu_\partial \cdot l} \quad (38)$$

$\mu_\partial = \rho \cdot \nu$ – коэффициент динамической вязкости, [Па·с];

ρ – плотность масла;

ν – коэффициент кинематической вязкости, [м·м/с];

δ – величина зазора между выступом и цилиндрической втулкой;

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l \cdot V_t \cdot (D^2 - d_x^2)}{d_x \cdot p_t}} \quad (39)$$

$$p_t \approx 2,566 \text{ МПа}; \quad l = x_t = 31,25 \text{ мм}$$

$$V_t \approx 0,1 \cdot V_0 = 0,1 \cdot 0,5 (\text{м/с}) = 0,05 (\text{м/с});$$

$$\nu = 20 \cdot 10^{-6} (\text{м}^2/\text{с}); \quad \rho = 900 (\text{кг}/\text{м}^3);$$

$$D = 63 \text{ мм}; \quad d_{\text{шт}} = 36 \text{ мм}; \quad d_x = 15 \text{ мм};$$

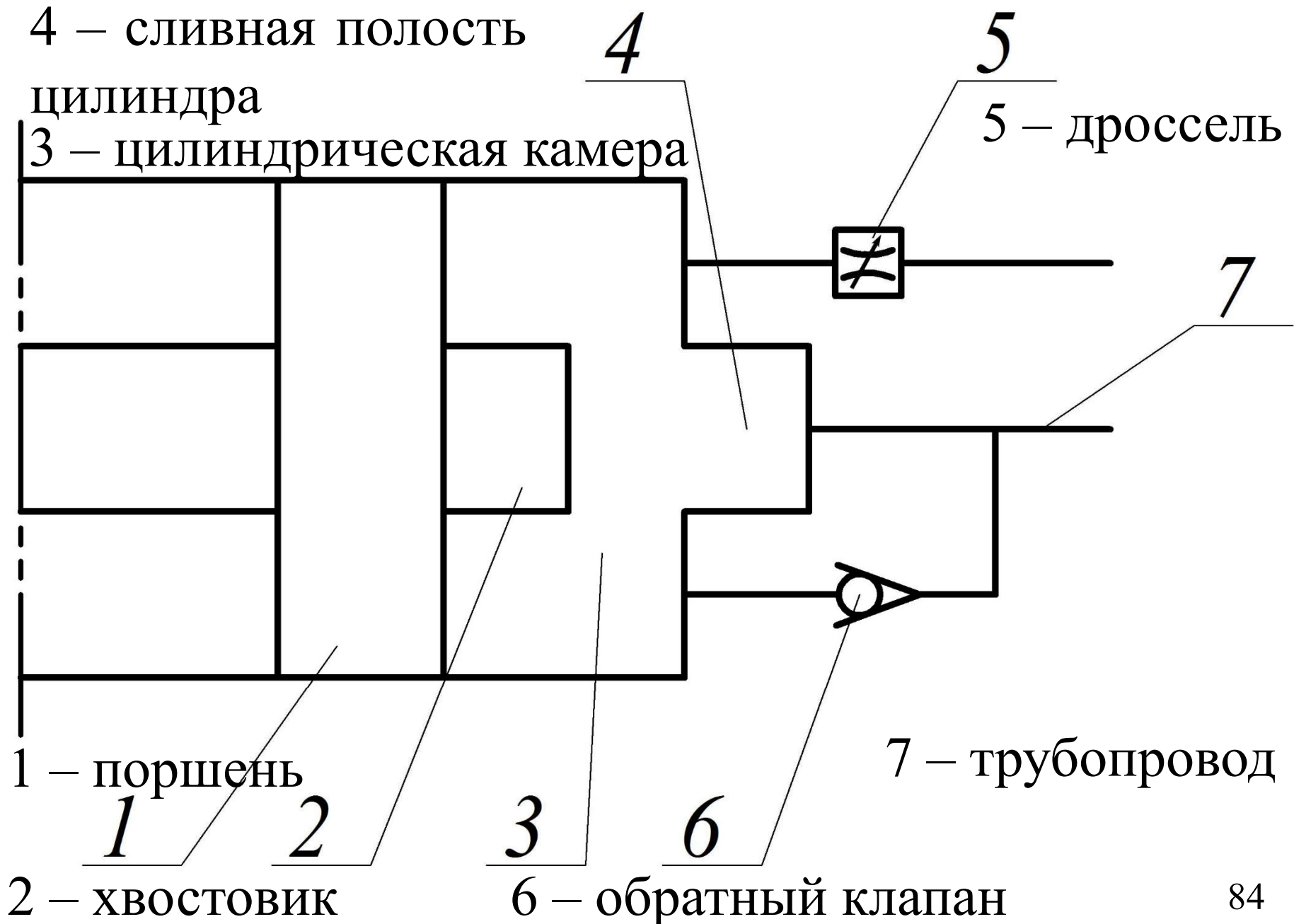
$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 900 \cdot 31,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,05 \cdot (0,063^2 - 0,015^2)}{0,015 \cdot 2,566 \cdot 10^6}}$$

$$\delta = \sqrt[3]{8,2073 \cdot 10^{-12}} = 2,017 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

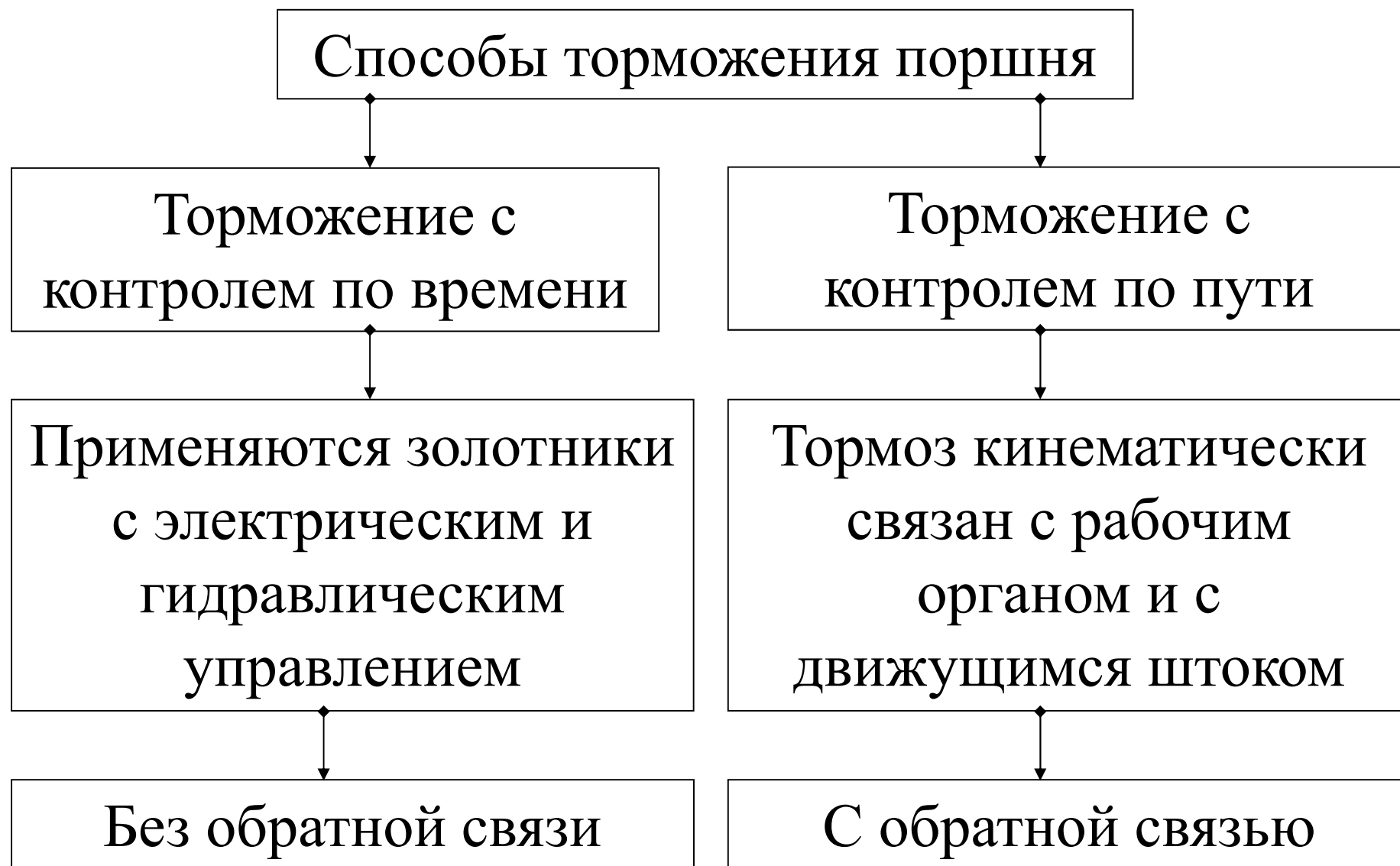
$$\delta \approx 0,202 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,202 \text{ мм}$$

$$d_{\text{хв}} = d_x - 2 \cdot \delta = (15 - 2 \cdot 0,2) \text{ мм} = 14,6 \text{ мм};$$

Схема демпфирования гидроцилиндра



Способы торможения поршня в гидроцилиндре



Выводы по вопросам торможения

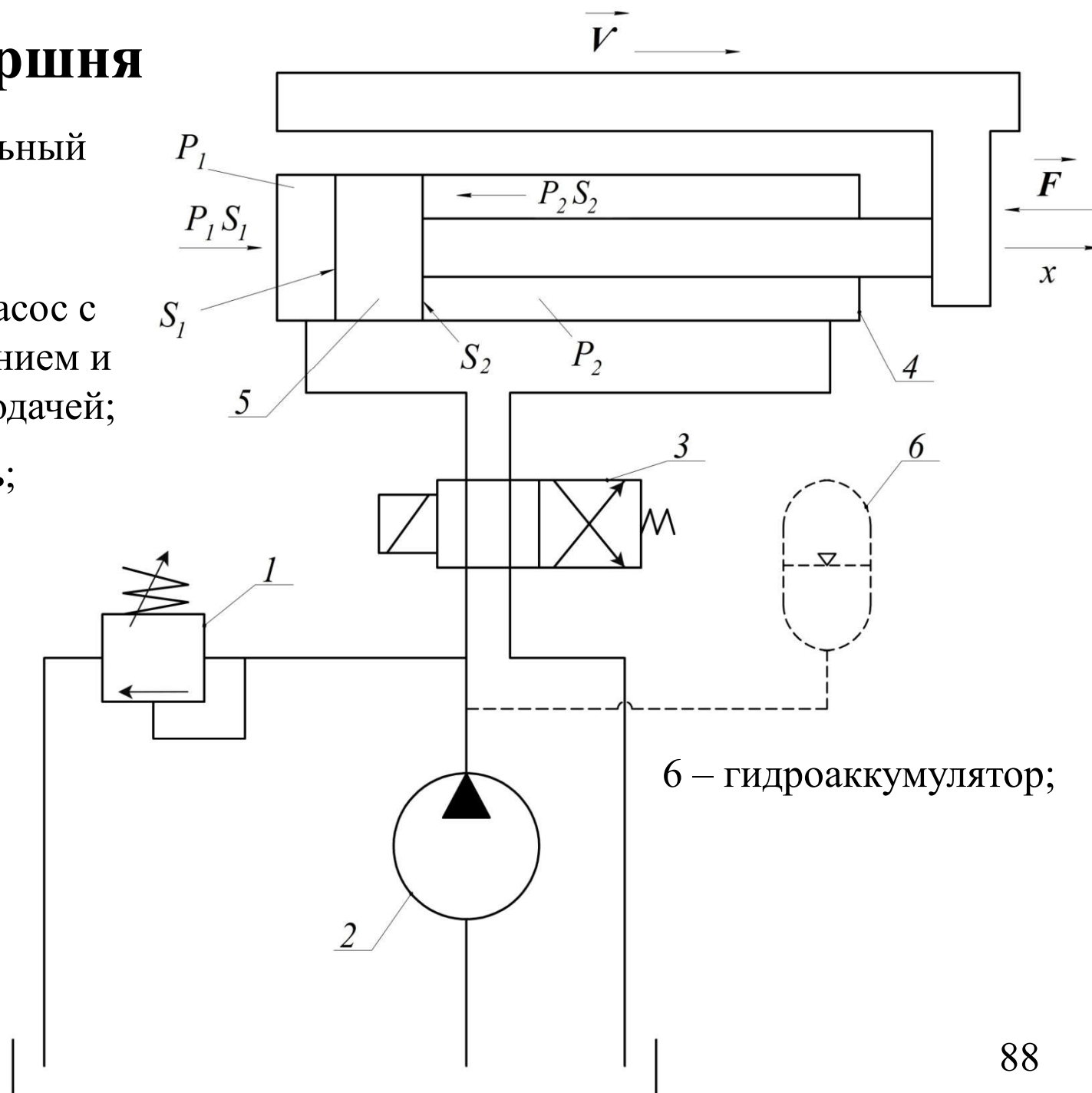
1. Для схемы торможения привода дросселем переменного сечения рассчитаны время и путь торможения поршня.
2. Для схемы торможения привода дросселем **переменного сечения** установлен характер влияния формы **конического, призматического и пирамидального хвостовика** на изменение площади дросселирующего органа при торможении.
3. Для схемы торможения цилиндра дросселем **постоянного сечения** рассчитана величина **зазора между цилиндрическими хвостовиком и цилиндрической втулкой дросселя**

Разгон гидроцилиндра



Разгон поршня

- 1 – предохранительный клапан;
- 2 – непереворачиваемый нерегулируемый насос с постоянным давлением и неограниченной подачей;
- 3 – распределитель;
- 4 – [гидроцилиндр](#);
- 5 – поршень;



6 – гидроаккумулятор;

Дифференциальное уравнение горизонтального движения поршня гидроцилиндра при разгоне

$$m \cdot \frac{dV_n}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F \quad (40)$$

m – приведенная к поршню масса
подвижных частей гидропривода, кг
→

F – вектор сил трения и сопротивления,
действующих на поршень гидроцилиндра, Н

$\frac{dV_n}{dt}$ – ускорение поршня, м/(с•с)

Потери на трение по длине трубопровода

На преодоление сопротивления трения и других препятствий затрачивается потенциальная энергия, происходит потеря напора (давления). Потеря напора на трение определяется обобщенной формулой Дарси—Вейсбаха:

$$h_L = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}; p_L = \rho g h_L = \rho g \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \right),$$

где L – длина трубопровода, D – его диаметр, $V^2/(2g)$ – скоростной напор (при $\alpha \approx 1$), λ – коэффициент гидравлического трения, зависящий от относительной шероховатости трубы Δ_{eq}/D и числа Рейнольдса $\text{Re} = VD/\nu$. Здесь Δ_{eq} – эквивалентная шероховатость (средняя высота выступов шероховатости; для стальных водопроводных труб $\Delta_{\text{eq}} \approx 0,15$ мм), ν – кинематическая вязкость (для воды при температуре 20 °C $\nu = 10^{-6}$ м²/с, при температуре 10 °C $\nu = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Для иных поперечных сечений (а также для открытых русел) $\text{Re} = VD_{\text{eq}}/\nu$, где $D_{\text{eq}} = 4R$ – эквивалентный диаметр, R – гидравлический радиус.



Канал Северский Донец - Донбасс



Местные гидравлические сопротивления. Формула Вейсбаха. Коэффициент местного сопротивления.

Местное сопротивление – это гидравлическое сопротивление короткого участка в месте резкого изменения конфигурации потока. При обтекании углов или элементов арматуры за ними возникают водоворотные зоны, на поддержание течений в которых расходуется энергия. Согласно формуле Вейсбаха потери напора на местном сопротивлении пропорциональны скоростному напору

$$h_M = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g}; p_M = \rho g h_M = \rho g \left(\zeta \cdot \frac{V^2}{2g} \right),$$

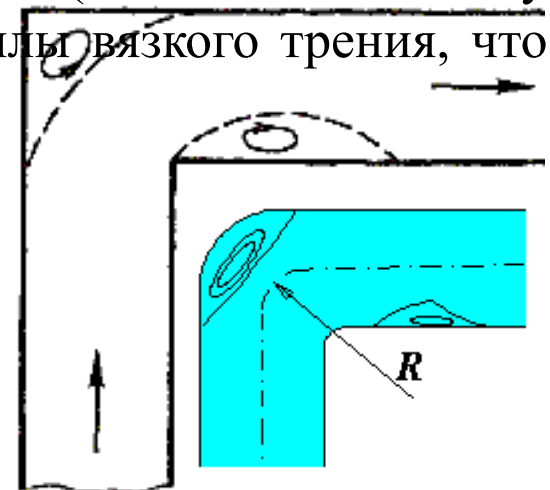
где ζ – коэффициент местного сопротивления. Скоростной напор, если это специально не оговорено, берётся за местным сопротивлением. При малых числах Рейнольдса на значения местных сопротивлений (как и на величину гидравлического коэффициента трения) влияют также силы вязкого трения, что учтено формулой Альтшуля

$$\zeta = A/Re + \zeta_q.$$

Например, для резкого поворота на угол 90°

$$\zeta_q = 1,19; A = 400.$$

$$h_M = \zeta V^2 / (2g)$$



p_1 – давление в поршневой полости цилиндра

$$p_1 = p_H - \left(\lambda_1 \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2g} \right) \cdot \rho g - \left(\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2g} \right) \cdot \rho g - \left(\frac{L_1}{g} \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \cdot \rho g; \quad (41)$$

давление насоса	потери давления по длине трубопровода	потери давления при повороте под углом 90°	потери давления за счет инерционного напора
-----------------	---------------------------------------	--	---

λ_1 – коэффициент потерь по длине трубопровода

d_1 – внутренний диаметр трубопровода

L_1 – длина трубопровода

V_1 – средняя скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе

ζ_1 – коэффициент потерь на местных гидравлических сопротивлениях

p_2 – давление в штоковой полости цилиндра

$$p_2 = \left(\lambda_2 \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2g} \right) \cdot \rho g + \left(\zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2g} \right) \cdot \rho g + \left(\frac{L_2}{g} \cdot \frac{dV_2}{dt} \right) \cdot \rho g; \quad (42)$$

потери давления
по длине
трубопровода

потери давления
при повороте
под углом 90°

потери давления за
счет инерционного
напора

Подставляем p_1 (41) и p_2 (42) во II з-н Ньютона (40):

$$m \cdot \frac{dV_i}{dt} = \left(p_H - \lambda_1 \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2 g}{2g} \cdot \rho - \zeta_1 \cdot \frac{V_1^2 g}{2g} \cdot \rho - L_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \cdot \rho \right) \cdot S_1 -$$

$$- \left(\lambda_2 \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2 g}{2g} \cdot \rho + \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2 g}{2g} \cdot \rho + L_2 \cdot \frac{dV_2}{dt} \cdot \rho \right) \cdot S_2 - F; \quad (43)$$

V_2 – средняя скорость жидкости в сливном
трубопроводе

Упростим (43):

$$\begin{aligned} m \cdot \frac{dV_n}{dt} = & p_H \cdot S_1 - \lambda_1 \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2} \cdot \rho \cdot S_1 - \\ & - \zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2} \cdot \rho \cdot S_1 - L_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \cdot \rho \cdot S_1 - \\ & - \lambda_2 \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2} \cdot \rho \cdot S_2 - \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2} \cdot \rho \cdot S_2 - \\ & - L_2 \cdot \frac{dV_2}{dt} \cdot \rho \cdot S_2 - F; \end{aligned} \quad (44)$$

$Q_{наг тр} = Q_{пп гц}$; равенство расходов в нагнетательном трубопроводе и поршневой полости гидроцилиндра

$$V_1 \cdot S_{1m} = V_n \cdot S_1;$$

$$V_1 = \frac{V_n \cdot S_1}{S_{1m}}; \quad \frac{dV_1}{dt} = \frac{S_1}{S_{1m}} \cdot \frac{dV_n}{dt}; \quad (45)$$

V_n – скорость поршня

S_1 – эффективная площадь поршня со стороны поршневой полости гидроцилиндра

S_{1m} – площадь поперечного сечения нагнетательного трубопровода

$Q_{сл\ тр} = Q_{шп\ гц}$; равенство расходов в сливном трубопроводе и штоковой полости гидроцилиндра

$$V_2 \cdot S_{2m} = V_n \cdot S_2;$$

$$V_2 = \frac{V_n \cdot S_2}{S_{2m}}; \quad \frac{dV_2}{dt} = \frac{S_2}{S_{2m}} \cdot \frac{dV_n}{dt}; \quad (46)$$

V_n – скорость поршня

S_2 – эффективная площадь поршня со стороны штоковой полости гидроцилиндра

S_{2m} – площадь поперечного сечения сливного трубопровода

Подставим (45), (46) в (44):

$$\begin{aligned}
 m \cdot \frac{dV_{\Pi}}{dt} = & p_H \cdot S_1 - \lambda_1 \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_n^2}{2} \cdot \left(\frac{S_1^2}{S_{1m}^2} \right) \cdot \rho \cdot S_1 - \\
 & - \zeta_1 \cdot \frac{V_{\dot{i}}^2}{2} \cdot \left(\frac{S_1^2}{S_{1\dot{o}}^2} \right) \cdot \rho \cdot S_1 - L_1 \cdot \frac{dV_{\ddot{i}}}{dt} \cdot \left(\frac{S_1}{S_{1\dot{o}}} \right) \cdot \rho \cdot S_1 - \\
 & - \lambda_2 \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_{\ddot{i}}^2}{2} \cdot \left(\frac{S_2^2}{S_{2\ddot{i}}^2} \right) \cdot \rho \cdot S_2 - \zeta_2 \cdot \frac{V_{\ddot{i}}^2}{2} \cdot \left(\frac{S_2^2}{S_{2\ddot{i}}^2} \right) \cdot \rho \cdot S_2 - \\
 & - L_2 \cdot \frac{dV_{\Pi}}{dt} \cdot \left(\frac{S_2}{S_{2m}} \right) \rho \cdot S_2 - F; \tag{47}
 \end{aligned}$$

Перегруппируем слагаемые в (47):

$$\begin{aligned}
 & \left(m + L_1 \cdot \rho \cdot \frac{S_1^2}{S_{1m}} + L_2 \cdot \rho \cdot \frac{S_2^2}{S_{2m}} \right) \cdot \frac{dV_n}{dt} = \\
 & = (p_H \cdot S_1 - F) - \\
 & \quad - V_{\ddot{i}}^2 \cdot \left(\lambda_1 \cdot \left(\frac{S_1^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{1\dot{o}}^2} \right) \cdot \left(\frac{L_1}{d_1} \right) + \zeta_1 \cdot \left(\frac{S_1^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{1\dot{o}}^2} \right) + \right. \\
 & \quad \left. + \lambda_2 \cdot \left(\frac{S_2^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{2\dot{o}}^2} \right) \cdot \left(\frac{L_2}{d_2} \right) + \zeta_2 \cdot \left(\frac{S_2^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{2\dot{o}}^2} \right) \right); \tag{48}
 \end{aligned}$$

Введем обозначения в (48):

$$M = \left(m + L_1 \cdot \rho \cdot \frac{S_1^2}{S_{1m}} + L_2 \cdot \rho \cdot \frac{S_2^2}{S_{2m}} \right) \quad (49)$$

M – масса подвижных частей гидропривода и рабочей жидкости, приведенная к поршню

$$k = \left(\left(\frac{S_1^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{1\delta}^2} \right) \cdot \left(\lambda_1 \cdot \left(\frac{L_1}{d_1} \right) + \zeta_1 \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{S_2^3 \cdot \rho}{2 \cdot S_{2\delta}^2} \right) \cdot \left(\lambda_2 \cdot \left(\frac{L_2}{d_2} \right) + \zeta_2 \right) \right); \quad (50)$$

k – приведенное сопротивление напорной и сливной магистралей гидропривода

$$R = (p_H \cdot S_1 - F) \quad (51)$$

R – сумма активных сил и сил сопротивления

Подставим (49), (50) и (51) в (48):

$$M \cdot \frac{dV_n}{dt} = R - k \cdot V_n^2 \quad (52)$$

Пример разгона стола металлорежущего станка:

$m = 2000 \text{ кг}$ – масса подвижных элементов;

$p_H = 4 \text{ МПа}$ – давление насоса;

$V = 0,3 \text{ (м/с)}$ – скорость быстрого подвода
(или быстрого отвода);

$D = 63 \text{ мм}$ – диаметр поршня цилиндра;

$$S_1 = (\pi/4) \cdot D^2 = 3,117 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

– эффективная площадь поршня
со стороны поршневой полости гидроцилиндра

$d_{шт} = 36 \text{ мм}$ – диаметр штока цилиндра;

$$S_2 = (\pi/4) \cdot (D^2 - d_{шт}^2) = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

– эффективная площадь поршня
со стороны штоковой полости гидроцилиндра

$d_m = d_1 = d_2 = 20 \text{ мм}$ – внутренний диаметр трубопроводов

$S_m = S_{m1} = S_{m2} = (\pi/4) \cdot d_m^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
– площадь поперечного сечения трубопроводов

$L_m = L_1 = L_2 = 10 \text{ м}$ – длина трубопроводов

$\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,035$ – коэффициенты потерь по длине трубопроводов

$\zeta = \zeta_1 = \zeta_2 = 40$ – коэффициенты потерь на местных гидравлических сопротивлениях

$\rho = 900 \left(\text{кг} / \text{м}^3 \right)$ – плотность рабочей жидкости

Масса подвижных частей гидропривода и рабочей жидкости, приведенная к поршню

$$M = \left(m + (L_m \cdot \rho / S_m) \cdot (S_1^2 + S_2^2) \right)$$

$$M = 2000 + \left(\frac{10 \cdot 900}{3,14 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot (3,117^2 + 2,1^2) \cdot 10^{-6}$$

$$M = 2404,683 \text{ кг} \approx 2405 \text{ кг}$$

Сумма активных сил и сил сопротивления

$$R = p_H \cdot S_1 - F$$

$T = F = 2468 \text{ Н}$ – сила трения, преодолеваемая при быстром подводе (отводе)

$$R = P_H S_1 - F = 4 \cdot 10^6 \cdot 3,117 \cdot 10^{-3} - 2468 = 10000 \text{ Н}$$

Приведенное сопротивление напорной и сливной магистралей гидропривода

$$k = (S_1^3 + S_2^3) \cdot \left(\frac{\rho}{2 \cdot S_{\dot{o}}^2} \right) \cdot \left(\lambda \cdot \left(\frac{L_{\dot{o}}}{d_{\dot{o}}} \right) + \zeta \right)$$

$$k = \left(\frac{900 \cdot (3,117^3 + 2,1^3) \cdot 10^{-9}}{2 \cdot 3,14^2 \cdot 10^{-8}} \right) \times$$

$$\times \left(0,035 \cdot \left(\frac{10}{(20 \cdot 10^{-3})} \right) + 40 \right) = 10368,016 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}$$

$$k = 10370 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}$$

Найдём путь разгона поршня гидроцилиндра:

$$M \cdot \frac{dV_n}{dt} = (-k) \cdot \left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right) \quad (53)$$

Преобразуем ускорение в левой части (53) к виду, удобному для интегрирования по координате:

$$\frac{dV_n}{dt} = \frac{dV_n}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = V_n \cdot \frac{dV_n}{dx} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d(V_n^2)}{dx}; \quad (54)$$

$$\frac{M}{2} \cdot \frac{d(V_n^2)}{dx} = (-k) \cdot \left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right);$$

$$V_n \int_0 \left[\frac{d \left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right)}{\left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right)} \right] = -\frac{2 \cdot k}{M} \cdot \left(\begin{array}{c} x \\ \int dx \\ 0 \end{array} \right); \quad (55)$$

$$\ln \left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right) \Big|_0^{V_n} = -\frac{2 \cdot k}{M} \cdot \left(x \Big|_0^x \right);$$

$$\ln \left(V_n^2 - \frac{R}{k} \right) - \ln \left(-\frac{R}{k} \right) = -\frac{2 \cdot k \cdot x}{M};$$

$$\ln \left(\frac{V_n^2 - \frac{R}{k}}{\left(-\frac{R}{k} \right)} \right) = -\frac{2 \cdot k \cdot x}{M};$$

$$\ln \left(\frac{\left(-k \cdot V_n^2 \right)}{R} + 1 \right) = -\frac{2 \cdot k \cdot x}{M};$$

$$e^{-\frac{2 \cdot k \cdot x}{M}} = 1 - \frac{k \cdot V_n^2}{R}$$

$$\frac{k \cdot V_n^2}{R} = 1 - e^{-\frac{2 \cdot k \cdot x}{M}} ;$$

$$V_n^2 = \frac{R}{k} \cdot \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot k \cdot x}{M}} \right) ;$$

$$V_n = \sqrt{\frac{R}{k} \cdot \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot k \cdot x}{M}} \right)} ; \quad (56)$$

Скорость установившегося движения поршня

$$\lim_{x \rightarrow \infty} (V_n) = \sqrt{\frac{R}{k}} = V_y; \quad (57)$$

$$V_y = \sqrt{\frac{R}{k}} = \sqrt{\frac{10000 \left(H \cdot m^2 \right)}{10370 \left(H \cdot c^2 \right)}} = 0,982 \frac{m}{c};$$

Установившаяся скорость поршня цилиндра

$$V_{y \text{ порш}} = 0,95 \cdot V_y \approx 0,933 \frac{m}{c}; \quad (58)$$

Путь разгона поршня до $V_{y \text{ порш}} = 0,95 \cdot V_y$

$$0,95 \cdot V_y = V_y \cdot \sqrt{1 - e^{-\frac{2 \cdot k \cdot S}{M}}};$$

$$S = -\left(\frac{M}{2 \cdot k}\right) \cdot \ln(0,0975); \quad (59)$$

$$S = -\left(\frac{2405}{2 \cdot 10370}\right) \cdot \ln(0,0975);$$

$$S = 0,2699 \text{ м} \approx 269,942 \text{ мм} \approx 270 \text{ мм};$$

Найдём время разгона поршня гидроцилиндра:

$$V_y = \sqrt{\frac{R}{k}}; \quad V_y^2 = \frac{R}{k};$$

Преобразуем (53):

$$M \cdot \frac{dV_n}{dt} = (-k) \cdot (V_n^2 - V_y^2); \quad (60)$$

Разделим переменные в (60):

$$\int_0^{V_n} \left[\frac{dV_n}{(V_n^2 - V_y^2)} \right] = \left(-\frac{k}{M} \right) \int_0^t dt;$$

«Высокий» логарифм из (60):

$$\int \frac{dx}{x^2 - a^2} = \frac{1}{2a} \ln \left| \frac{x - a}{x + a} \right| + C$$

$$\frac{1}{(2 \cdot V_y)} \cdot \ln \left(\left| \frac{V_n - V_y}{V_n + V_y} \right| \right) \Big|_0^{V_n} = \left(-\frac{k}{M} \right) \cdot t \Big|_0^t;$$

$$\ln \left(\left| \frac{V_n - V_y}{V_n + V_y} \right| \right) - \ln(-1) = \left(-\frac{2 \cdot V_y \cdot k}{M} \right) \cdot t;$$

$$\ln\left(\frac{V_y - V_n}{V_n + V_y}\right) = \left(-\frac{2 \cdot V_y \cdot k}{M}\right) \cdot t;$$

$$t = \left(-\frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k}\right) \cdot \ln\left(\frac{V_y - V_n}{V_n + V_y}\right);$$

$$t = \left(\frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k}\right) \cdot \ln\left(\frac{V_y + V_n}{V_y - V_n}\right); \quad (61)$$

Время разгона поршня до $V_{y \text{ порш}} = 0,95 \cdot V_y$

$$t_p = \left(\frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k} \right) \cdot \ln \left(\frac{V_y + 0,95 \cdot V_y}{V_y - 0,95 \cdot V_y} \right);$$
$$t_p = \left(\frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k} \right) \cdot \ln(39) \quad (62)$$

$$t = (2405 \cdot (\ln(1.95/0.05))) / (2 \cdot 0.982 \cdot 10370)$$

$$t_p = 0,433 \text{ c}$$

Выражение для безразмерной скорости

$$V_y = \sqrt{\frac{R}{k}} = 0,982 \frac{\mathcal{M}}{c}; \quad V_{\text{character}} = \sqrt{\frac{R}{k}}$$

Безразмерная скорость:

$$\bar{V} = \frac{V_n}{V_{\text{character}}} = V_n \cdot \sqrt{\frac{k}{R}}; \quad (63)$$

Численное соотношение для безразмерной скорости:

$$\bar{V} = \frac{V_n}{0,982} = 1,018 \cdot V_n$$

Выражение для безразмерной координаты

$$\bar{V} = \sqrt{\left(1 - e^{-\frac{2 \cdot k \cdot x}{M}}\right)} \Rightarrow \bar{x} = \frac{k \cdot x}{M} \quad (64)$$

\bar{x} – безразмерная координата поршня

$$\bar{V} = \sqrt{\left(1 - e^{-2 \cdot \bar{x}}\right)}$$

Численное соотношение для безразмерной координаты:

$$\bar{x} = \frac{k \cdot x}{M} = \frac{10370}{2405} \cdot x \approx 4,312 \cdot x$$

Выражение для безразмерного времени

$$t = \left(\frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k} \right) \cdot \ln \left(\frac{V_y + V_n}{V_y - V_n} \right); \quad \frac{t}{t_{character}} = \bar{t} = \ln \left(\frac{V_y + V_n}{V_y - V_n} \right);$$

Постоянная времени:

$$t_{character} = \frac{M}{2 \cdot V_y \cdot k} = \frac{M}{2 \cdot \sqrt{R \cdot k}}$$

Безразмерное время:

$$t_{\bar{t}} = (2/2405) \cdot ((10000 \cdot 10370)^{0.5})$$

$$\bar{t} = \frac{t}{t_{character}} = \frac{2 \cdot \sqrt{R \cdot k}}{M} \cdot t \quad (65)$$

Численно: $\bar{t} = 8,468 \cdot t$

Выражение для безразмерного ускорения

$$\frac{dV_n}{dt} = \frac{R}{M} - \frac{k}{M} \cdot V_n^2;$$

Постоянная ускорения: $a_{\text{character}} = \frac{R}{M}$

Безразмерное ускорение:

$$\bar{a} = \frac{a}{a_{\text{character}}} = \frac{a \cdot M}{R} \quad (66)$$

Численно:

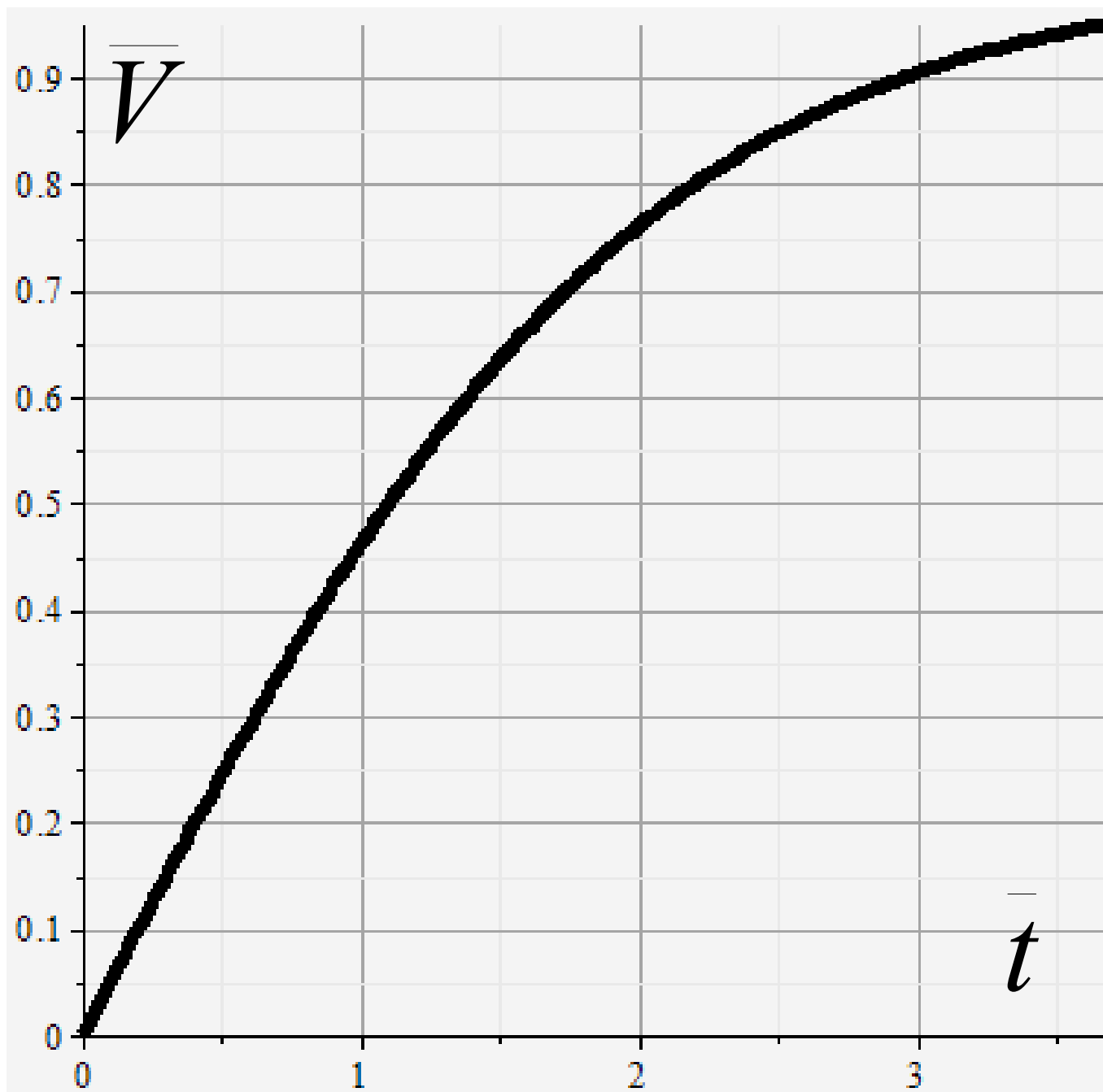
$$\bar{a} = 0,2405 \cdot a$$

Скорость и ускорение поршня в функции времени

$$V_n = \sqrt{\frac{R}{k}} \cdot \left(1 - \frac{2}{\left(e^{\left(\frac{2}{M} \cdot \sqrt{R \cdot k \cdot t} \right)} + 1 \right)} \right); \quad a_n = \left(\frac{2 \cdot \sqrt{\frac{R}{M}}}{\left(e^{\left(\frac{2}{M} \cdot \sqrt{R \cdot k \cdot t} \right)} + 1 \right)} \right)^2$$

$$\bar{V} = 1 - \left(\frac{2}{e^{\bar{t}} + 1} \right); \quad \bar{a} = \left(\frac{2}{e^{\bar{t}} + 1} \right)^2$$

Безразмерная скорость поршня



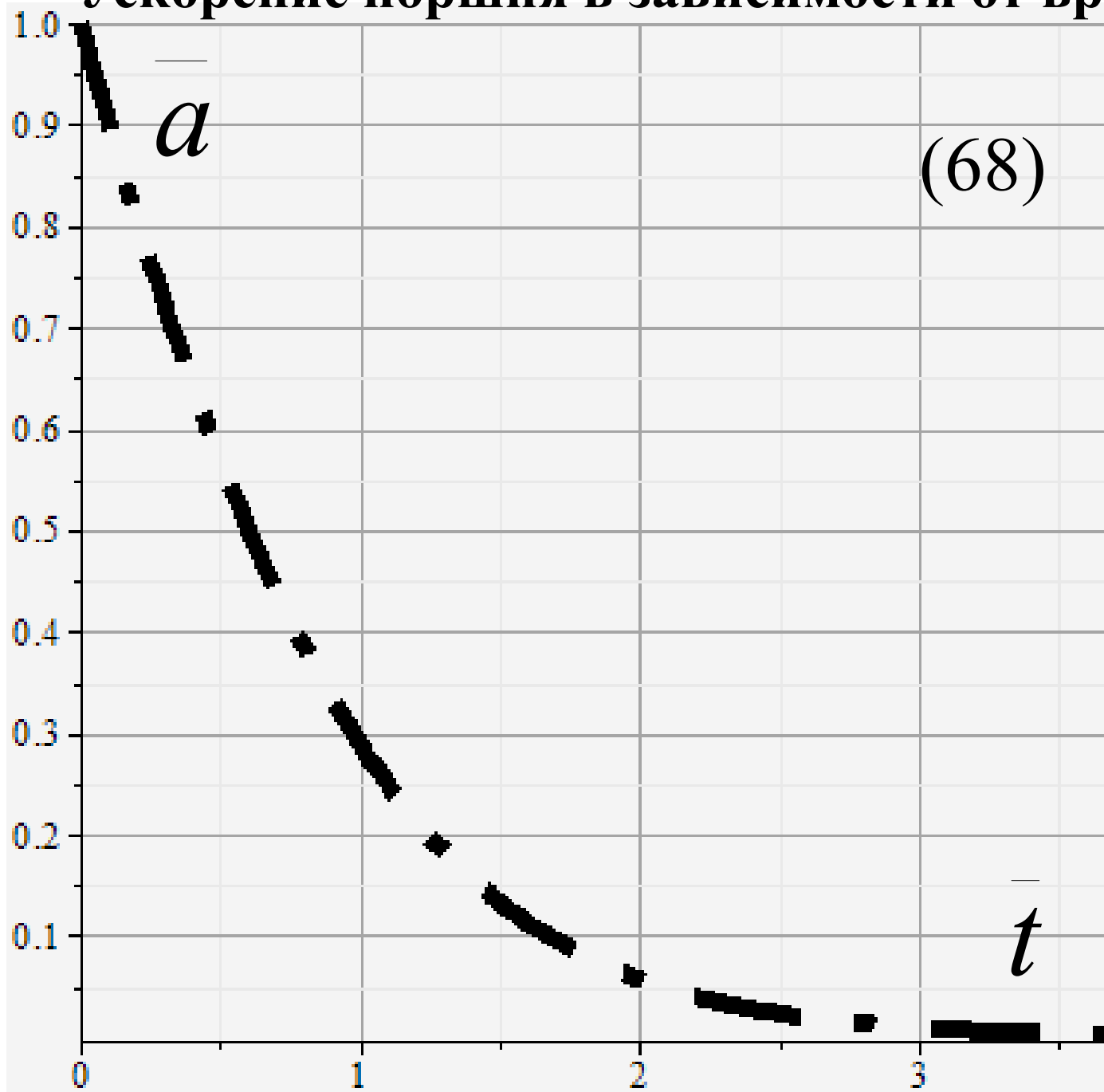
$$\bar{t} = \ln \left(\frac{1 + \frac{V_n}{V_y}}{1 - \frac{V_n}{V_y}} \right);$$

$$\bar{t} = \ln \left(\frac{1 + \bar{V}}{1 - \bar{V}} \right);$$

$$\bar{V} = \frac{e^{\bar{t}} - 1}{e^{\bar{t}} + 1};$$

(67)

Ускорение поршня в зависимости от времени



(68)

$$\bar{a} = \left(\frac{2}{e^{\bar{t}} + 1} \right)^2 ;$$

Выводы по вопросам разгона

1. Расчетная схема разгона гидропривода возвратно-поступательного действия сведена к обыкновенному дифференциальному уравнению второго порядка с постоянными коэффициентами.
2. Для схемы разгона привода рассчитаны скорость установившегося движения, время разгона до установившейся скорости, и путь, пройденный поршнем за время разгона механической системы.
3. Приведены безразмерные соотношения для основных кинематических характеристик гидропривода