

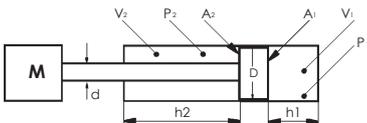
# Критерии по размерам цилиндров и электрогидравлических сервоцилиндров

## 1 СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ

По всем рабочим кондициям, проверьте статические характеристики, общий изгиб и напряжение сжатия, как показано в разделе [4]. Теоретическая проверка динамических пределов системы всегда должна выполняться до того, что показано в пункте [6], до того как будут определены все функциональные особенности системы. Определяя силы, воздействующие на систему, учтите силы инерции и внешних сил трения и противодавлений, создающиеся из-за эффекта демпфирования и ограничения в клапанах гидравлической системы. Полная проверка системы должна быть выполнена техническим отделом Atos, особенно там, где требуется высокое ускорение и/или короткое время цикла.

## 2 СИМВОЛЫ, ГРАФИКИ И БАЗОВАЯ ФОРМУЛА

**Одноштоковый цилиндр**



Скорость цилиндра в момент выдвигения  $V_1 = \frac{10 \cdot Q}{A_1 \cdot 60} \left[ \frac{м}{сек} \right]$

Сила, применяемая для выдвигения штока  $F = (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2) \cdot 10 \text{ [N]}$

Скорость цилиндра в момент движения  $V_2 = \frac{10 \cdot Q}{A_2 \cdot 60} \left[ \frac{м}{сек} \right]$

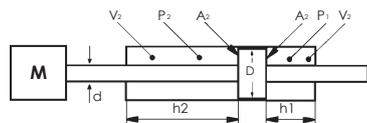
Сила, применяемая для движения штока  $F = (p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1) \cdot 10 \text{ [N]}$

Где:  $A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \text{ [см}^2\text{]}$   $A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 100} \text{ [см}^2\text{]}$

Количество	Единица измерения	Символ
Общее усилие	Н	F
Давление	Бар	p
Объём	см <sup>3</sup>	A
Диаметр поршня	мм	D
Диаметр штока	мм	d
Ход поршня	мм	h
Расход	л/мин	Q
Скорость	м/с	V
Ускорение	м/с <sup>2</sup>	a
Нагрузочная масса	кг	M

(1) Общее усилие – это сумма всех сил, действующих на цилиндр:  
 Силы инерции = Fi = M·a  
 Рабочие силы = Fi  
 Силы трения = Fa  
 Вес (только для вертикальных нагрузок) = P

**Двухштоковый цилиндр**



Скорость цилиндра на штоке  $V = \frac{10 \cdot Q}{A_2 \cdot 60} \left[ \frac{м}{сек} \right]$

Прилагаемое усилие  $F = (p_2 \cdot p_2) \cdot A_2 \cdot 10 \text{ [N]}$

## 3 КАЛИБРОВКА

Таблица ниже сообщает о толкающих/втягивающих объемах в зависимости от различных комбинаций штоков/поршень. Размер штока/поршня, основанный на базовых параметрах (сила, скорость, расход) определен формулами, указанными в разделе [2] и с рисунками получил форму этой таблицы. Калькуляция может быть также проверена графически по номограммам в табл. P003. Размер штока должен быть проверен по макс. нагрузке, в соответствии с указаниями в разделе [4].

Поршень [мм]	25			32			40			50			63			80			100		
Объем выдвигения A1-[см <sup>3</sup> ]	4,9			8,0			12,6			19,6			31,2			50,3			78,5		
Шток [мм]	12	18	14	22	18	22	28	22	28	36	28	36	45	36	45	56	45	56	70		
Объем втягивания A2-[см <sup>3</sup> ]	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4	15,8	13,5	9,5	25,0	21,0	15,3	40,1	34,4	25,6	62,6	53,9	40,1		

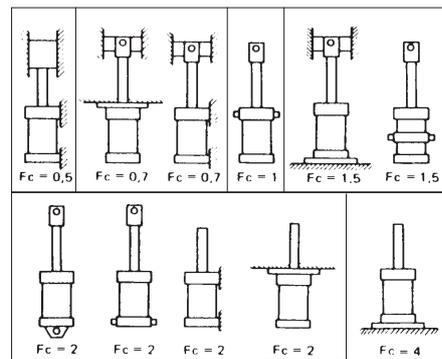
Поршень [мм]	125			140			160			180			200			250			320			400		
Объем выдвигения A1-[см <sup>3</sup> ]	122,7			153,9			201,1			254,5			314,2			490,9			804,2			1256,6		
Шток [мм]	56	70	90	90	70	90	110	110	90	110	140	140	180	180	220	220	280							
Объем втягивания A2-[см <sup>3</sup> ]	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4	250,0	219,2	160,2	336,9	236,4	549,8	424,1	876,5	640,9							

#### 4 ПРОВЕРКА ОБЩЕГО ИЗГИБА И ДАВЛЕНИЯ СЖАТИЯ

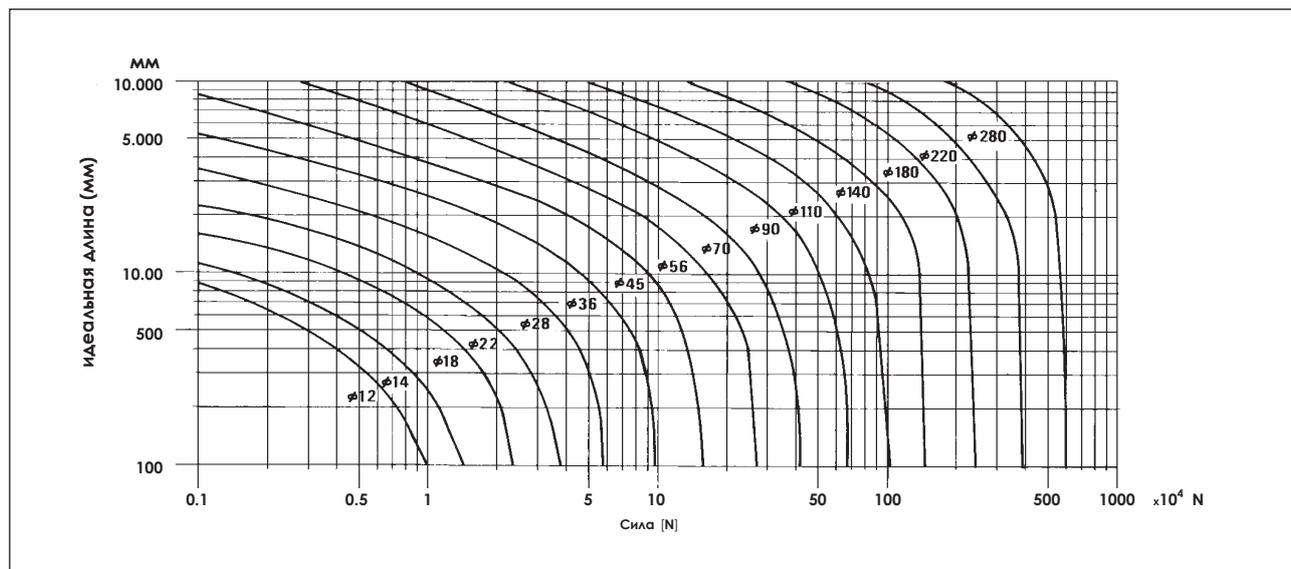
Эта проверка сделана, рассматривая полностью открытый цилиндр как шток того же самого диаметра (критерии безопасности):

- в зависимости от способа крепления цилиндра к механизму, получаем «Фактор хода  $F_c$ » из табл. 4.1.
- вычислите «идеальную длину  $L_i$ » умножением фактора  $F_c$  на ход поршня  $L$  (мм):  $L_i = L \times F_c$
- получите на графике 4.2 точку пересечения между уровнем идеальной длины  $L_i$  и максимальным уровнем усилия (Н) в цилиндре.
- Шток, прошедший проверку по макс. нагрузке, соответствует кривой выше точки пересечения, найденной на графике 4.2

#### 4.1 Фактор хода $F_c$



#### 4.2 Проверочный график



#### 5 ПРОВЕРКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ

##### Введение

Гидравлическое демпфирование – разработано, чтобы рассеять энергию массы, приложенной к штоку путем уменьшения скорости перед ударом. Это объясняет, почему демпфирование желательно в случае скорости штока более 50 мм/с, если не используются внешние системы смятения ударов. Демпфирование в конце хода сильно уменьшает механические удары, тем самым увеличивая ресурс цилиндра и всей системы.

Гидравлическое демпфирование действует по переменной длине, в зависимости от поршня, изолируя масло, содержащееся в этом объеме, известном как «Демпфирующий объем».

Рассеивание энергии в системе цилиндр/масса (демпфирование) вызывается путем противотока масла в демпфирующей камере через калиброванные отверстия.

##### Функциональные особенности

Демпфирование – самый эффективный способ, т.к. давление находится рядом с идеальным режимом как показано на графике сбоку.

Рис. 5.1 показывает идеальный режим с типичным реальным давлением Atos с учетом оптимизации профиля камеры демпфирования.

Таким образом, получается высокая эффективность рассеивания энергии, не зависящая от изменения вязкости от температуры или от вида жидкости.

Также необходимо принять во внимание другие существенные данные: максимальный уровень замедления во время демпфирования (такое же количество рассеиваемой энергии), который может создать чрезмерные инерционные усилия, которые могут повредить цилиндр.

Профиль демпфирования Atos разработан таким образом, чтобы в случае полного хода демпфирования, сделать это как можно «мягче», с учетом ограничения максимального замедления, постоянного по всей длине.

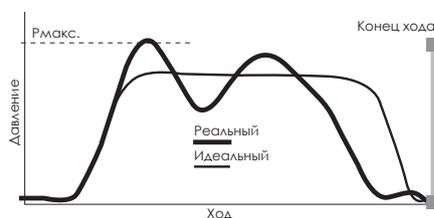
«Мягкое» демпфирование уменьшает механические удары, которые могут повредить детали внутри или снаружи цилиндра, например, проушины, шток/поршень, крепления и т.д.

Рис. 5.2 показывает сравнение «мягкого» демпфирования Atos с обычной «жестким» демпфированием.

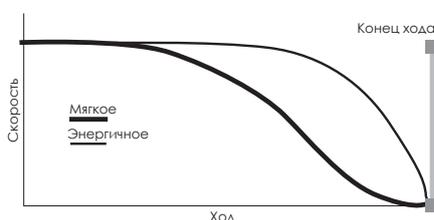
Максимальное давление, достигнутое в цилиндре соответствует максимальному замедлению, это зависит непосредственно от скорости, на которой цилиндр начинает демпфирование.

Такое давление никогда не должно превышать максимально разрешенный уровень.

#### 5.1 Давление в камере демпфирования



#### 5.2 Скорость во время демпфирования



## Возможности применения

Указания относятся к цилиндрам СК.

По цилиндрам CN, CC, CH с большими размерами поршня, проконсультируйтесь с нашим техническим отделом.

Для возможности использования демпфирования в различных применениях, был разработан три различных версии:

- Медленная версия, с возможностью регулирования, для скорости  $V < 0,5 \cdot V_{\text{макс}}$ ;
- Быстрая версия, без регулирования, для скорости  $V > 0,5 \cdot V_{\text{макс}}$ ;
- Быстрая версия, с возможностью регулирования, для скорости  $V > 0,5 \cdot V_{\text{макс}}$ ;

Максимально разрешенная скорость  $V_{\text{макс}}$  зависит от поршня и приведена в табл. 5.5.

Демпфирование в медленных версиях всегда предусматривает возможность регулирования, так как при использовании с малыми скоростями, может привести к чрезмерно большому времени демпфирования, увеличивая время цикла машины. Фактически, может случиться так, что после определенного демпфирования, скорость цилиндра станет слишком маленькой, и время до механической остановки, станет чрезмерным; возможность регулирования уменьшает время демпфирования, но это увеличивает скорость в остатке хода перед механической остановкой, с последующим уменьшением эффекта демпфирования.

С другой стороны, «быстрые» версии, подходящие для высоких скоростей, известные как «ограничитель потока», уменьшают время демпфирования. Они могут применяться с низкими скоростями ( $V = 0,5 \cdot V_{\text{макс}}$ ); с эффектом очень быстрого демпфирования, заметно только в последних миллиметрах перед концом хода.

«Быстрая» версия с возможностью регулирования, позволяет точно настраивать демпфирующие эффекты и время для определенных применений. Благодаря этой особенности, желателен для цилиндров с высокими скоростями и низкими инерционными нагрузками.

## Процедуры расчета

Как только демпфер выбран по времени торможения, необходимо проверить его совместимость с данным применением и особенно на общий объем поглощаемой энергии.

Полную энергию, которую должен рассеять демпфер, дает сумма трех факторов:

- Кинетическая энергия  $E_c$ , зависит от скорости массы;
- Гидравлическая энергия  $E_i$ , зависит от давления в цилиндре;
- Потенциальная энергия  $E_p$ , связана с гравитацией и с цилиндром. Все вышеупомянутые факторы важны и должны быть учтены.

Суммарная схема системы цилиндра/массы, как показано на рис. 5.3 и 5.4, позволяет легкую проверку уровня демпфирования. Необходимо вычислить полную энергию, которая будет рассеяна  $E_{\text{tot}}$  и сравнить это с максимальной разрешенным уровнем  $E_{\text{max}}$ , показанный в таблице 5.5, согласно комбинации Поршня/штока.

Параметры, известные как:

- Скорость поршня  $V$  [м/с], при которой цилиндр начинает демпфирующий ход;
- Давление (реальный уровень во время демпфирующего хода)  $P$  [бар];
- Угол наклона цилиндра;
- масса на штоке  $M$  [кг].

Пример расчета:

Расчет кинетической энергии

$$E_c = 1/2 \cdot M \cdot V^2 \quad [\text{Джоуль}]$$

Расчет гидравлической энергии

Для проверки заднего демпфирования (рис. 5.3)

$$E_i = K \cdot L_f \cdot P \cdot S_1 \quad [\text{Joule}]$$

Для проверки переднего торможения (рис. 5.4)

$$E_i = K \cdot L_f \cdot P \cdot S_2 \quad [\text{Джоуль}]$$

Расчет потенциальной энергии

Если движение массы происходит как показано на рис. 5.3 и 5.4

$$E_p = +K \cdot L_f \cdot \left[ \frac{M \cdot g \cdot \sin(\alpha)}{10} \right] \quad [\text{Джоуль}]$$

Если движение массы происходит в противоположном направлении по сравнению с рис. 5.3.

$$E_p = -K \cdot L_f \cdot \left[ \frac{M \cdot g \cdot \sin(\alpha)}{10} \right] \quad [\text{Джоуль}]$$

Расчет общей рассеиваемой энергии

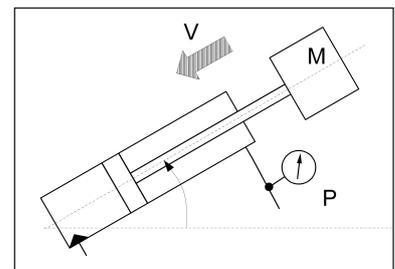
$$E_{\text{tot}} = E_c + E_i + E_p \quad [\text{Джоуль}]$$

Убедитесь, что полученный уровень  $E_{\text{tot}}$  ниже или равен уровню  $E_{\text{max}}$ , показанного в табл. 5.5

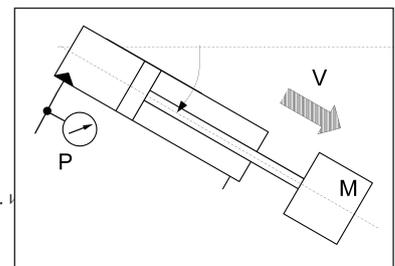
Убедитесь, что полученный результат выбран для медленно движущегося цилиндра, проверка связана с вышеупомянутыми критериями должна быть выполнена с уменьшенным на 30% уровнем  $E_{\text{макс}}$  в табл. 5.5 (пример: заднее демпфирование в СК-50/28, используйте  $E_{\text{макс}} = 0,7 \cdot 400 = 280$  Джоулей).

В случае переднего демпфирования и давления  $P$  выше чем  $P_{\text{макс}}$ , показанный в табл. 5.5, требуется глубокий анализ системы, проконсультируйтесь с нашим техническим отделом.

### 5.3 Демпфирование сзади



### 5.4 Демпфирование спереди



$K$  = Корректирующий коэффициент (табл. 5.5)

$S_1$  = Тянувший сектор в см<sup>2</sup>

$S_2$  = толкающий сектор в см<sup>2</sup>

$g$  = Ускорение свободного падения (9,81 м/с<sup>2</sup>)

$L_f$  = Длина демпфирования в мм (табл. 5.5)

### 5.5 Расчетные параметры

Ø Поршня [мм]	V <sub>макс</sub> [м/с]	Ø Штока [мм]	S1 Тянущий сектор [см²]	S2 Толкающий сектор [см²]	P <sub>макс</sub> [бар]	Переднее демпфирование				Заднее демпфирование			
						K	Lf [мм]	E <sub>макс</sub> [Джоуль]	Сектор демпфирования [см²]	K	Lf [мм]	E <sub>макс</sub> [Джоуль]	Сектор демпфирования [см²]
25	1	12	3,8	4,9	180	0,0045	21	80	3,6	0,0035	12,5	80	4,5
		18	2,4		107	0,0057	17	60	2,1				
32	1	14	6,5	8,0	187	0,0033	23	140	6,0	0,0049	14,5	140	7,4
		22	4,2		122	0,0045	17	100	3,9				
40	1	18	10	12,6	173	0,0036	26	250	8,7	0,0027	27	300	11,9
		22	8,8		110	0,0044	25	150	5,5				
		28	6,4										
50	1	22	15,8	19,6	150	0,0035	28	350	13,5	0,0017	28	400	18,5
		28	13,5		106	0,0048	27	250	8,3				
		36	9,6										
63	0,8	28	25	31,2	160	0,0016	28	500	22,1	0,0016	27	600	29,1
		36	21		110	0,0040	27	350	13,8				
		45	15,3										
80	0,8	36	40,1	50,3	181	*	27	*	36,4	*	29	*	46,4
		45	34,4		29		23,8						
		56	25,6										
100	0,6	45	62,6	78,5	169	*	35	*	53	*	29	*	73,2
		56	53,9		120		27		37,8				
		70	40,1										
125	0,6	56	98,1	122,7	167	*	28	*	82	*	29,9	*	114
		70	84,2		105		25		51,8				
		90	59,1										
160	0,5	70	162,6	201,1	167	*	34	*	134,6	*	29,5	*	189
		90	137,4		127		31		102,5				
		110	106										
200	0,5	90	250,5	314,2	191	*	46	*	240,3	*	29,5	*	294
		110	219,2		168		33		215,6		30		
		140	160,2										

P<sub>макс</sub> = фактическое максимальное давление, допустимое при переднем демпфировании

\* проконсультируйтесь с нашим техническим отделом.

При поршне с Ø больше 200 мм проконсультируйтесь с нашим техническим отделом.

### 6 ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРЕДЕЛЫ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ

Расчет уровня пульсаций цилиндра-массовой системы позволяет определить минимальное время ускорения/замедления, макс. скорость и мин. расстояние для ускорения/замедления, которые не затрагивают функциональную стабильность системы.

$$\omega_b = \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot M}} \cdot \frac{1 + \sqrt{a}}{2} \quad \left[ \frac{D \Delta}{c} \right]$$

где:

- E = масляный модуль эластичности (1,4\*107 кг/см\*с²)
- c = ход [мм]
- M = масса [кг]
- A1 = поршневая секция [см²]
- a = A2/A1 отношение кольцевое/поршневое сечение

Минимальное время ускорения, см. рис. 6.1

$$t_{\text{мин}} = \frac{35}{\omega_b} \quad [c]$$

Максимальная скорость, см. рис. 6.1

$$V_{\text{макс}} = \frac{S_{\text{tot}}}{t_{\text{tot}} - t_{\text{мин}}} \quad [мм/с]$$

где: S<sub>tot</sub> = общая длина движения [мм]  
t<sub>tot</sub> = общее необходимое время [с]

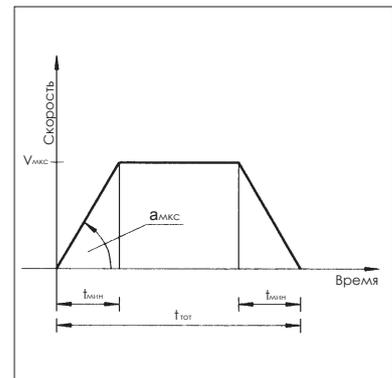
Формула справедлива для постоянного ускорения в течении t<sub>мин</sub>

Проверьте максимальную скорость для выбранных уплотнений.  
См. табл. B005.

Минимальное пространство для ускорения/замедления [мм]

$$S_{\text{мин}} = \frac{V_{\text{макс}} \cdot t_{\text{мин}}}{2} \quad [мм]$$

#### 6.1 Циклограмма



Уровни w и ṫ и соответственно V и S подсчитываются традиционным путем.

Проверьте, что уровень S, вычисленный выше, не превышает длину Lf, показанную в табл. 5.5 для выбранного поршня.