

### Техническая характеристика робота МП9С

Грузоподъемность, кг	0,5
Число степеней подвижности	3
Погрешность позиционирования рабочего органа, мм	$\pm 0,05$
Привод	Пневматический
Управление	Цикловое
Перемещение рабочего органа:	
горизонтальное, мм	150
вертикальное, мм	30
угловое, град	120
Число каналов связи с внешним оборудованием на:	
вход	24
выход	18
Способ программирования	Обучение
Средняя наработка на отказ, ч	1000
Потребляемая мощность, кВт	0,2
Габаритные размеры, мм	630×232×305
Масса (без устройства управления), кг	30

Большей грузоподъемностью и числом степеней подвижности отличается робот МПУС-10.

### Техническая характеристика робота МПУС-10

Грузоподъемность, кг	10,0
Число степеней подвижности	5
Привод	Пневматический
Управление	Цикловое
Число программируемых точек позиционирования при:	
повороте	3
остальных перемещениях	По 2
Точность позиционирования, мм	$\pm 0,3$
Линейное перемещение руки, мм:	
вертикальное	0...100 $\pm 0,5$
горизонтальное	510...600 $\pm 0,5$
Поперечное смещение кисти относительно руки, мм	0...70 $\pm 0,5$
Высота руки от пола, мм	850...1180
Угол поворота вокруг вертикальной оси, не более, град	210 $\pm 1$
Угол поворота кисти, не более, град	180 $\pm 1$
Скорость перемещения руки, м/с:	
по вертикали	0,3
по горизонтали	0,6
поворота, град/с	90
Усилие сжатия схвата, Н	900 $\pm 10$
Давление воздуха, мПа	0,4
Объемный расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	0,2
Потребляемая мощность, кВт	0,5

Киевский опытно-экспериментальный завод технологического оборудования им. Калинина серийно выпускает манипулятор 315.031.

### Техническая характеристика робота 315.031

Грузоподъемность, кг	3,0
Число степеней подвижности	4
Привод	Пневматический
Управление	Цикловое

Перемещение руки, мм:	
горизонтальное	300
вертикальное	50
угловое, град	210
Вращение схвата, град	180
Скорость перемещения руки	
по горизонтали	0,2
по вертикали	0,1
поворота, град/с	90
при вращении схвата, град/с	360
Продолжительность срабатывания, с:	
горизонтального перемещения руки	1,5
модуля подъема	0,5
модуля поворота	2,0
модуля ротации	0,2
Давление воздуха, МПа	0,4...0,6
Число команд в программе	12
Потребляемая мощность, кВт	0,26
Габаритные размеры без устройства управления и пневмооборудования, мм:	
длина	840
ширина	230
высота	440
Масса, кг	83

Перспективным является применение роботов с многозвенной рукой, основным преимуществом которой является компактность и возможность обслуживания большой зоны при малых габаритах механизма. Однако достигается это преимущество за счет усложнения механической системы и системы управления. Так, в роботе «Пума-260» для привода по каждой степени подвижности использованы электродвигатели постоянного тока, расположенные непосредственно в шарнирах руки (табл. 32). Система управления — контурная микропроцессорная. Центральный процессор — ЭВМ. Блок ввода-вывода имеет 8 входов и 8 выходов. В систему управления робота

### 32. Техническая характеристика роботов «Пума»

Показатель	«Пума-260»	«Пума-560»	«Пума-760»
Грузоподъемность, кг	1,0	2,5	10,0
Число степеней подвижности	6	5 или 6	6
Наибольший поворот, град			
пояса	315	320	320
плеча	320	250	220
локтя	300	270	270
кисти	575	300	532
Точность позиционирования, мм	±0,05	±0,1	±0,2
Масса, кг	6,8	54	222
Диаметр наибольшей зоны обслуживания, мм	812	1728	2500
Масса устройства управления, кг	130	130	175
Габаритные размеры устройства управления, мм	600×600×1860	600×600×1860	1100×1040×660
Максимальная скорость прямолинейного движения, м/с	1	0,5	0,5

«Пума» входят дисплей, снабженный клавиатурой типа печатающей машинки, и блок ручного управления. Используются роботы «Пума» при монтаже и сборке, на сортировочных, загрузочно-разгрузочных и упаковочных операциях, при обработке заготовок, на операциях загрузки, обслуживания машин и проч.

### 3.4. НАГРУЗКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВодОВ И РАБОЧИХ ОРГАНОВ УКЛАДЧИКОВ

**Силы трения.** Нагрузки элементов приводов и рабочих органов укладчиков определяются силами или моментами сил, которые оказывают сопротивление движению, а также движущими силами или моментами сил.

Внешние сопротивления перемещению различных частей машины относительно друг друга определяются силами трения.

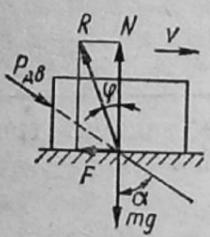
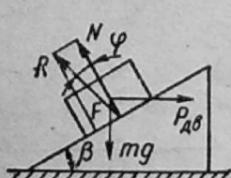
Расчетные схемы и выражения, а также расшифровки величин по определению сил и моментов трения представлены в табл. 33.

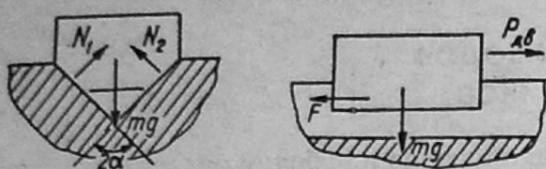
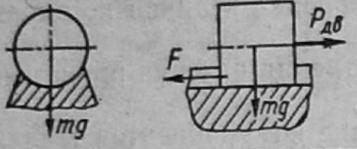
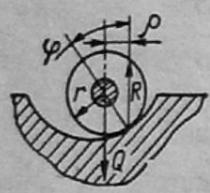
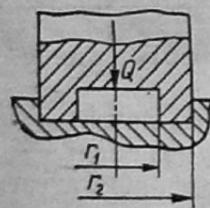
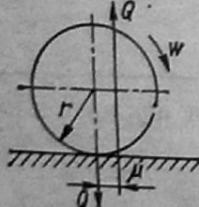
Значения коэффициентов трения скольжения и трения качения приведены в таблицах 34 и 35.

Существенным фактором, вызывающим изменение коэффициентов трения, является скорость скольжения груза по соответствующим плоскостям. Значения коэффициентов трения скольжения грузов по стальной ленте следующие [9]:

Материал	Коэффициент, $f$
Картон	0,35+0,04
Дерево:	
поперек волокон	0,34+0,02
вдоль волокон	0,32+0,03
Мешок:	
тканевый	0,32+0,02
бумажный	0,34+0,03
Фанера	0,37+0,02

33. Расчетные схемы и выражения по определению сил трения

№ п.п.	Расчетные схемы и выражения	Расшифровка величин
1	2	3
	<b>Трение скольжения</b>	
1.	<p>Перемещение тела по горизонтальной плоскости:</p>  $F = fmg$ <p>Примечание. Перемещение возможно при условии <math>\alpha &gt; \varphi</math></p>	<p><math>v</math> — скорость перемещения груза;</p> <p><math>m</math> — масса груза;</p> <p><math>F</math> — сила трения;</p> <p><math>f</math> — коэффициент трения;</p> <p><math>\varphi</math> — угол трения;</p> <p><math>N</math> — нормальная реакция опоры;</p> <p><math>R</math> — полная реакция опоры</p>
2	 $F = fmg \cos \beta$ $P_{дв} = mg \operatorname{tg} (\beta + \varphi)$ <p>КПД наклонной плоскости</p> $\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \varphi)}$	<p><math>\beta</math> — угол наклона плоскости</p>

1	2	3
3		$f'$ — приведенный коэффициент трения клинового ползуна
	$F = mg \frac{f}{\sin \alpha} = f' mg$	
4		$f_0$ — приведенный коэффициент трения в круглом желобе
	$F = f_0 mg$ $f_0 = 1,27f$	
5	Трение в винтовой паре	$P$ — осевая нагрузка в винтовой паре; $\beta$ — угол подъема винтовой линии
	$F = P \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$	
6	Трение во вращательной паре	$M_{тр}$ — момент трения; $Q$ — нагрузка на цапфу;
		$f' = \frac{3}{2} f$ — для неприработавшихся цапф; $f' = \frac{4}{3} f$ — для приработавшихся цапф
	$M_{тр} = Qrf'$	
7	Трение в пяте с подпятником	$r_1$ и $r_2$ — радиусы кольца
		
	$M_{тр} = \frac{2}{3} Qf \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$	
	Если $r_1 = 0$ , то	
	$M_{тр} = \frac{2}{3} Qfr$	
8	Трение качения	$\mu$ — коэффициент трения качения
		
	Сила трения качения	
	$F_k = N \frac{\mu}{r} = Q \frac{\mu}{r}$	
9	Полная сила сопротивления перемещению груза $Q$ на колесной платформе	$d$ — диаметр оси; $D$ — диаметр ходовых колес
	$F_{п} = Q \left[ \frac{2\mu}{D} + f \frac{d}{D} \right]$	

### 34. Значения коэффициентов трения скольжения

Тара	Поверхность трения					
	коррозионно-стойкая полированная сталь	листовая сталь Ст3	листовой алюминий	листовая фанера	листовой полиэтилен	конвейерная резиноканевая лента
Ящики из гофрированного картона	0,2...0,26	0,35...0,45	0,52...0,64	0,4...0,5	0,57...0,63	0,43...0,61
Дощатые неразборные ящики	0,19...0,25	0,32...0,43	0,28...0,36	0,30...0,34	0,47...0,53	0,50...0,60
Полимерные ящики	0,13...0,45	0,55...0,65	0,40...0,50	0,20...0,25	0,30...0,35	0,30...0,50
Металлические ящики	0,15...0,25	0,4...0,5	0,6...0,7	0,40...0,45	0,40...0,50	0,40...0,60
Фанерные ящики	0,30...0,40	0,40...0,60	0,20...0,25	0,18...0,24	0,35...0,45	0,45...0,54
Бумажные пакеты	0,25...0,35	0,3...0,4	0,40...0,50	0,40...0,50	0,50...0,60	0,41...0,45
Бутылки, банки	0,20...0,30	0,21...0,30	0,25...0,35	—	—	—

### 35. Значения коэффициентов трения качения

Материал тела	Материал опоры	Коэффициент трения качения, мм
Дерево твердое	Дерево твердое	0,5...0,8
Дерево мягкое	Дерево мягкое	2,0
Дерево мягкое	Камень	1,5
Резина	Дерн	10...15
Сталь закаленная	Сталь закаленная	0,2...0,4
Сталь незакаленная	Сталь незакаленная	0,4...0,6
Чугун	Чугун	0,5

Приведение сил, моментов сил, масс и жесткостей в расчетных схемах укладчиков. Для удобства определения статических и динамических составляющих нагрузок реальную схему укладчика заменяют приведенной расчетной схемой, содержащей одну или несколько масс, соединенных упругими невесомыми звеньями или распределенными в пределах определенных участках массами. Приведение сил или моментов сил осуществляется по принципу эквивалентности мгновенных мощностей, развиваемых ими:

$$P_{пр} = \frac{P_i v_i}{v_{пр}} \eta \text{ и } M_{пр} = \frac{M_i \omega_i}{\omega_{пр}} \eta, \quad (15)$$

где  $P_i$  и  $M_i$  — соответственно приводимые силы и моменты сил инерции;  $v_i$  и  $\omega_i$  — линейные и угловые скорости точек (звеньев) приложения  $P_i$  и  $M_i$ ;  $v_{пр}$  и  $\omega_{пр}$  — линейная и угловая скорости точки (звена) приведения;  $\eta$  — КПД передач.

Точки (звенья) приведения целесообразно выбирать в местах расположения основных масс механизма. Приведенные значения масс, находящихся по одну сторону от упругого элемента, для которого определяется расчетная нагрузка, складывают.

Условием приведения масс и моментов инерции масс является равенство кинетических энергий приведенной массы (момента инерции массы) и всех масс реального механизма. Если массы приводят к точке, движущейся со скоростью  $v_0$  или к вра-

шающему звену с угловой скоростью  $\omega_0$ , то

$$m_{\text{пр}} = m_1 \frac{v_1^2}{v_0^2} + m_2 \frac{v_2^2}{v_0^2} + \dots + m_n \frac{v_n^2}{v_0^2} \quad (16)$$

и

$$J_{\text{пр}} = J_1 \frac{\omega_1^2}{\omega_0^2} + J_2 \frac{\omega_2^2}{\omega_0^2} + \dots + J_n \frac{\omega_n^2}{\omega_0^2}. \quad (17)$$

Если механизм содержит движущиеся поступательно и вращающиеся элементы, то масса выражается через момент инерции, а момент инерции — через массу. Если, например, требуется привести массу  $m$  груза, поднимаемого с помощью каната, наматываемого на барабан радиуса  $R$ , и найти приведенный момент инерции груза и барабана относительно оси последнего, если момент инерции барабана  $J$ , а кратность подъемного полиспаста  $n$ , то

$$J_{\text{пр}} = \frac{mR^2}{n^2} + J \text{ и } m_{\text{пр}} = \frac{Jn^2}{R^2} + m. \quad (18)$$

Приведение жесткостей осуществляется по принципу эквивалентности потенциальных энергий деформации элементов и для машин, воспринимающих внешние нагрузки только крайними массами:

$$C_{\text{пр}} = 1 / \left( \frac{1}{C_1} + \frac{i_1^2}{C_2} \eta_1 + \frac{i_1^2 \cdot i_2^2}{C_3} \eta_1 \eta_2 + \dots + \frac{i_1^2 \cdot i_2^2 \cdot \dots \cdot i_n^2}{C_n} \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \right), \quad (19)$$

где  $C_1, C_2 \dots C_n$  — жесткости упругих последовательно соединенных звеньев;  $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$  — значения КПД, учитывающие потери на трение в передачах.

Для системы с вращающимися массами аналогично

$$C_{\text{пр.у}} = 1 / \left( \frac{1}{C_{1у}} + \frac{i_1^2}{C_{2у}} \eta_1 \cdot \eta_2 + \dots + \frac{i_1^2 \cdot i_2^2 \cdot \dots \cdot i_n^2}{C_{ny}} \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n \right), \quad (20)$$

где  $C_{1у}, C_{2у} \dots C_{ny}$  и  $C_{\text{пр.у}}$  — угловые жесткости.

Если в системе имеются движущиеся поступательно и вращающиеся массы, то жесткость в приведенной схеме может быть представлена как линейная или как угловая.

$$C_{\text{пр.об}} = \frac{C_{\text{пр}} \cdot C_{\text{пр.у}}}{R^2 C_{\text{пр}} + C_{\text{у}}}; \quad C_{\text{пр.у.об}} = \frac{R^2 C_{\text{пр}} \cdot C_{\text{пр.у}}}{R^2 C_{\text{пр}} + C_{\text{пр.у}}}, \quad (21)$$

где  $R$  — радиус точек приведения масс.

Формулы для определения приведенных масс  $m_{\text{пр}}$ , моментов инерции  $J_{\text{пр}}$  и жесткостей представлены в табл. 36 и 37, а в табл. 38 — жесткости элементов, где  $m$  — масса элемента,  $J$  — момент инерции массы элемента;  $x_0$  — координата точки приведения;  $E$  и  $G$  — модули упругости материалов первого и второго рода;  $J_0$  — наибольший момент инерции площади сечения элемента относительно оси, перпендикулярной к плоскости деформации;  $\Omega$  и  $\omega$  — наибольшая и наименьшая площади сечения элемента.

**Определение динамических нагрузок рабочих органов укладчиков.** В приводах укладчиков и другого технологического оборудования наличие зазоров свидетельствует о недостатках конструктивных решений, нарушении технологии изготовления и сборки, износе элементов приводов и др. Иногда возникновение таких зазоров предусматривается самой конструкцией, их в дальнейшем будем называть технологическими.

Динамические нагрузки в режимах ударного нагружения достигают наибольших значений, поэтому при создании современных машин принимают меры по исключению зазоров либо ограничивают динамические составляющие.

Классификационная карта ударных нагрузок в оборудовании ПРТС работ приведена на рис. 10. Ударное нагружение пуска при связи грузов с рабочими органами за счет сил трения характерно для конвейеров, накопителей, формователей мас-

38. Формулы для определения приведенных масс и жесткостей

Продольные деформации



$$m_{\text{пр}} = \frac{2ml^4}{15x_0^2(l - x_0/2)^3}$$

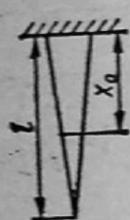
При  $x_0 = l$

$$m_{\text{пр}} = \frac{8m}{15}$$

$$c = \frac{E\Omega}{x_0}$$

При  $x_0 = l$

$$c = \frac{E\Omega}{l}$$



При  $\Omega \gg \omega$

$$m_{\text{пр}} \approx \frac{2ml^4}{35x_0^2(l - x_0/2)^2}$$

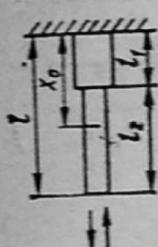
При  $\Omega \gg \omega$  и  $x_0 = l$

$$m_{\text{пр}} = \frac{8m}{35}$$

$$c \approx \frac{E\sqrt{\Omega\omega}}{x_0^2}$$

При  $x_0 = l$

$$c \approx \frac{E\sqrt{\Omega\omega}}{l}$$



$m_1$  и  $m_2$  — массы участков элемента

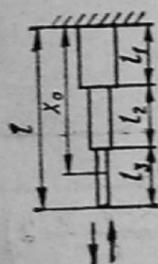
При  $x_0 = l$

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_1 l_1^4 (1/2 + m_2/m_1)^2}{3[l_2^2/2 + l_1^2 (1/2 + m_2/m_1)^2]} + \frac{8m_2}{15}$$

$\Omega_1$  и  $\Omega_2$  — площади сечений участков элемента

При  $x_0 = l$

$$c = \frac{E}{l_1/\Omega_1 + l_2/\Omega}$$



$m_1$ ,  $m_2$  и  $m_3$  — массы участков элемента

При  $x_0 = l$

$$m_{\text{пр}} = \frac{l_{m_1}^4 \left( \frac{1}{2} + \frac{m_2 + m_3}{m_1} \right)^2 + m_2 \left[ l_2^2 \left( \frac{1}{2} + \frac{m_3}{m_2} \right) + l_1^2 \left( \frac{1}{2} + \frac{m_2 + m_3}{m_1} \right) \right]^2}{3 \left[ l_1^2 \left( \frac{1}{2} + \frac{m_2 + m_3}{m_1} \right) + l_2^2 \left( \frac{1}{2} + \frac{m_3}{m_2} \right) + l_3^2/2 \right]^2} + \frac{8m_3}{15};$$

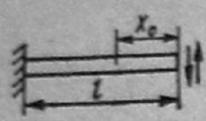
$\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ , и  $\Omega$  — площади сечений участков элемента

При  $x_0 = l$

$$c = \frac{E}{l_1/\Omega_1 + l_2/\Omega_2 + l_3/\Omega}$$

Продолжение табл. 36

Поперечные (изгибные) деформации



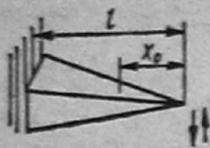
$$m_{\text{пр}} = \frac{26ml^3}{45 \left( \frac{x_0^4}{2} - 2l^3x_0 + \frac{3l^4}{2} \right)^2} \quad c = \frac{3EJ_0}{(l-x_0)^3}$$

При  $x_0 = 0$

$$m_{\text{пр}} = \frac{104m}{405}$$

При  $x_0 = 0$

$$c = \frac{3EJ_0}{l^3}$$



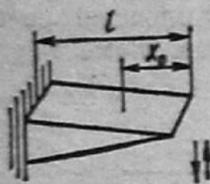
$$m_{\text{пр}} = \frac{32ml^3}{35 (x_0^4 - 4l^3x_0 + 3l^4)^2} \quad c = \frac{EJ_0}{l \left( \frac{x_0^2}{2} - lx_0 + \frac{l^2}{2} \right)}$$

При  $x_0 = 0$

$$m_{\text{пр}} = \frac{32m}{315}$$

При  $x_0 = 0$

$$c = \frac{2EJ_0}{l^3}$$



$$m_{\text{пр}} = \frac{ml^4}{15 (l-x_0)^4}$$

При  $x_0 = 0$

$$m_{\text{пр}} = \frac{m}{15}$$

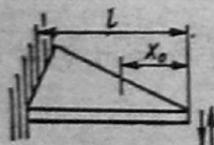
$$c = \frac{EJ_0}{l^3 \left( \frac{x_0}{l} + \ln \frac{l}{x_0} - 1 \right)}$$

При  $\frac{l}{x_0} = 10$

$$c = \frac{EJ_0}{1,4l^3}$$

При  $\frac{l}{x_0} = 100$

$$c \approx \frac{EJ_0}{3,6l^3}$$



$$m_{\text{пр}} = \frac{ml^4}{35 (l-x_0)^4}$$

При  $x_0 = 0$

$$m_{\text{пр}} = \frac{m}{35}$$

$$c = \frac{2EJ_0}{l^3 \left( \frac{l}{x_0} + \ln \frac{x_0}{l} - 2 \right)}$$

При  $\frac{l}{x_0} = 10$

$$c = \frac{EJ_0}{4,05l^3}$$

При  $\frac{l}{x_0} = 100$

$$c \approx \frac{EJ_0}{49l^3}$$

	$m_{\text{пр}} = \frac{31ml^3}{630x_0^2(l-x_0)^2[l^2 + x_0(l-x_0)]^2}$ <p>При <math>x_0 = \frac{l}{2}</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{3968m}{7875}$	$c = \frac{3EJ_0l}{x_0^2(l-x_0)^2}$ <p>При <math>x_0 = \frac{l}{2}</math></p> $c = \frac{48EJ}{l^3}$
	$m_{\text{пр}} = \frac{207ml^3}{8960[(l/2 - x_0)^4 + l^3x_0/2 - l^4/4]^2}$ <p>При <math>x_0 = 0</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{23m}{35}$	$c = \frac{8EJ_0}{l[x_0^2 - lx_0 + l^2/4]}$ <p>При <math>x_0 = 0</math></p> $c = \frac{32EJ_0}{l^3}$
	$m_{\text{пр}} = \frac{11ml^4}{240(l^2/4 - x_0^2)^2}$ <p>При <math>x_0 = 0</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{11m}{15}$	$c = \frac{16EJ_0}{l^3(2x_0/l + \ln(l/2x_0) - 1)}$ <p>При <math>l/x_0 = 10</math></p> $c \approx \frac{19,8EJ_0}{l^3}$ <p>При <math>l/x_0 = 100</math></p> $c \approx \frac{5,48EJ_0}{l^3}$
	$m_{\text{пр}} = \frac{29ml^4}{560(l^2/4 - x_0^2)^2}$ <p>При <math>x_0 = 0</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{29m}{35}$	$c = \frac{32EJ_0}{l^3(l/2x_0 + 2x_0/l - 2)}$ <p>При <math>l/x_0 = 10</math></p> $c \approx \frac{10EJ_0}{l^3}$ <p>При <math>l/x_0 = 100</math></p> $c \approx \frac{0,666EJ_0}{l^3}$
	$m_{\text{пр}} = \frac{19ml^3}{630(l-x_0)^2(3l-2x_0)^2x_0^4}$ <p>При <math>x_0 = l/2</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{152m}{315}$	$c = \frac{12EJ_0l^3}{x_0^3(l-x_0)^2[3l + (l-x_0)]}$ <p>При <math>x_0 = l/2</math></p> $c = \frac{768EJ_0}{7l^3}$
	$m_{\text{пр}} = \frac{ml^3}{630x_0^4(l-x_0)^4}$ <p>При <math>x_0 = l/2</math></p> $m_{\text{пр}} = \frac{128m}{315}$	$c = \frac{48EJ_0}{x_0^2(3l-4x_0)}$ <p>При <math>x_0 = l/2</math></p> $c = \frac{192EJ_0}{l^3}$

37. Формулы для определения приведенных моментов инерции и угловых жесткостей



$$J_{пр} = \frac{8J_M l^3}{15x_0^2}$$

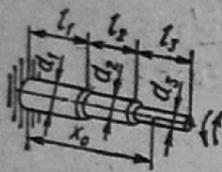
$$c_y = \frac{\pi G d^4}{32x_0}$$

При  $x_0 = l$

При  $x_0 = l$

$$J_{пр} = \frac{8J_M}{15}$$

$$c_y = \frac{\pi G d^4}{32l}$$



$J_1, J_2, J_3$  — моменты инерции  
масс участков элемента.

$$c_y = \frac{\pi G}{32 [l_1/d_1^4 + l_2/d_2^4 + (x_0 - l_1 - l_2)/d_3^4]}$$

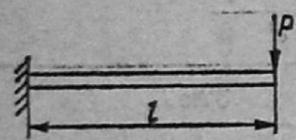
$$J_{пр} = \frac{J_1 l_1^2/d_1^8 + J_2 (l_1/d_1^4 + l_2/d_2^4)^2}{3 (l_1/d_1^4 + l_2/d_2^4 + l_3/d_3^4)^2} +$$

При  $x_0 = l_1 + l_2 + l_3$

$$c_y = \frac{\pi G}{32 [l_1/d_1^4 + l_2/d_2^4 + l_3/d_3^4]}$$

$$+ \frac{8J_3}{15}$$

38. Формулы для определения жесткостей элементов

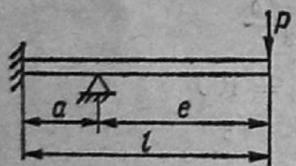


Плоская пружина:

$$c = \frac{Eb\delta^3}{4l^3}$$

$\delta$  — толщина;

$b$  — ширина пружины

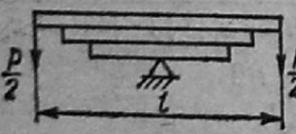


Плоская пружина с промежуточной опорой:

$$c = \frac{Eb\delta^3}{4l(l-a)^2(1-a/4l)}$$

$\delta$  — толщина;

$b$  — ширина пружины



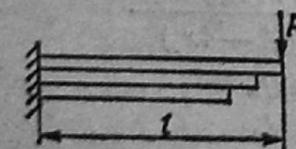
Рессора листовая:

$$c = \frac{4Enb\delta^3}{15l^3}$$

$b$  — ширина листов;

$\delta$  — толщина одного листа;

$n$  — число листов



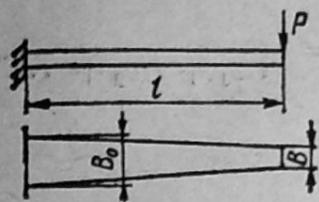
Рессора листовая консольная:

$$c = \frac{Enb\delta^3}{4l^3}$$

$b$  — ширина листов;

$\delta$  — толщина одного листа;

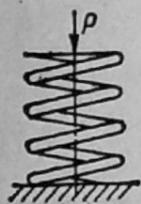
$n$  — число листов



Плоская пружина переменной ширины:

$$c = \frac{Eb\delta^3}{4\psi l^3}$$

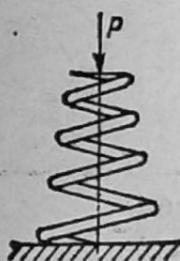
$\delta$  — толщина пружины;  
 $b/b_0 = 0, 0,2; 0,4; 0,6;$   
 $0,8;$   
 $\psi = 1,5; 1,32; 1,2; 1,12;$   
 $1,05$



Цилиндрическая винтовая пружина:

$$c = \frac{Gd^4}{8iD^3}$$

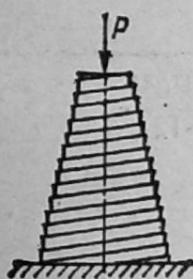
$D$  — диаметр пружины (средний)  
 $d$  — диаметр сечения витка;  
 $i$  — число витков



Коническая винтовая пружина:

$$c = \frac{Gd^4}{2i(D^2 + d_1^2)(D + d_1)}$$

$D$  и  $d_1$  — наибольший и наименьший диаметры пружины;  
 $d$  — диаметр сечения витка;  
 $i$  — число витков



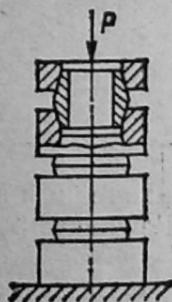
Коническая винтовая пружина с прямоугольным сечением витков:

При  $D_1 \gg D_2$

$$c = \frac{16\eta h^3 b G}{\pi i D_1^3}$$

$h$  — высота,  
 $b$  — ширина сечения витка;  
 $D_1$  и  $D_2$  — наибольший и наименьший диаметры пружины;  
 $i$  — число витков

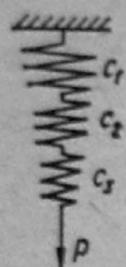
$h/b = 1,0; 2,0; 4,0; 8,0;$   
 $\eta = 0,14; 0,23; 0,28; 0,3$



Кольцевая пружина:

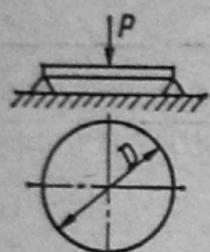
$$c = \frac{2\pi E \operatorname{tg}^2 \beta}{i(D_1/\Omega_1 + D_2/\Omega)}$$

$\beta$  — угол конусности колец;  
 $\Omega_1$  и  $\Omega_2$  — площади сечения наружных и внутренних колец;  
 $i$  — число поверхностей трения;  
 $D_1$  и  $D_2$  — средние диаметры наружных и внутренних колец



Последовательно соединенные пружины разной жесткости  $c_1, c_2, c_3$  и т. д.

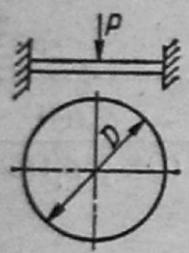
$$c = \frac{1}{1/c_1 + 1/c_2 + \dots}$$



Мембрана, свободно опертая по периметру:

$$c = \frac{16\pi E \delta^3 (1 + \nu)}{3D^2 (1 - \nu^2) (3 + \nu)}$$

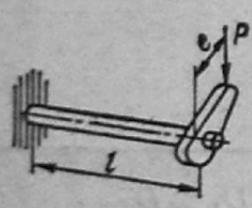
$\delta$  — толщина мембраны;  
 $\nu$  — коэффициент Пуассона



Мембрана, защемленная по периметру:

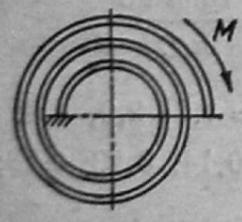
$$c = \frac{16\pi E \delta^3}{3D^2 (1 - \nu^2)}$$

$\delta$  — толщина мембраны;  
 $\nu$  — коэффициент Пуассона



Торсион:  
 $d$  — диаметр торсиона

$$c = \frac{\pi G d^4}{32L}$$



Спиральная пружина:  
 $\delta$  и  $b$  — толщина и ширина сечения витка пружины;  
 $L$  — полная длина пружины

$$c_y = \frac{E \delta^3 b}{12L}$$

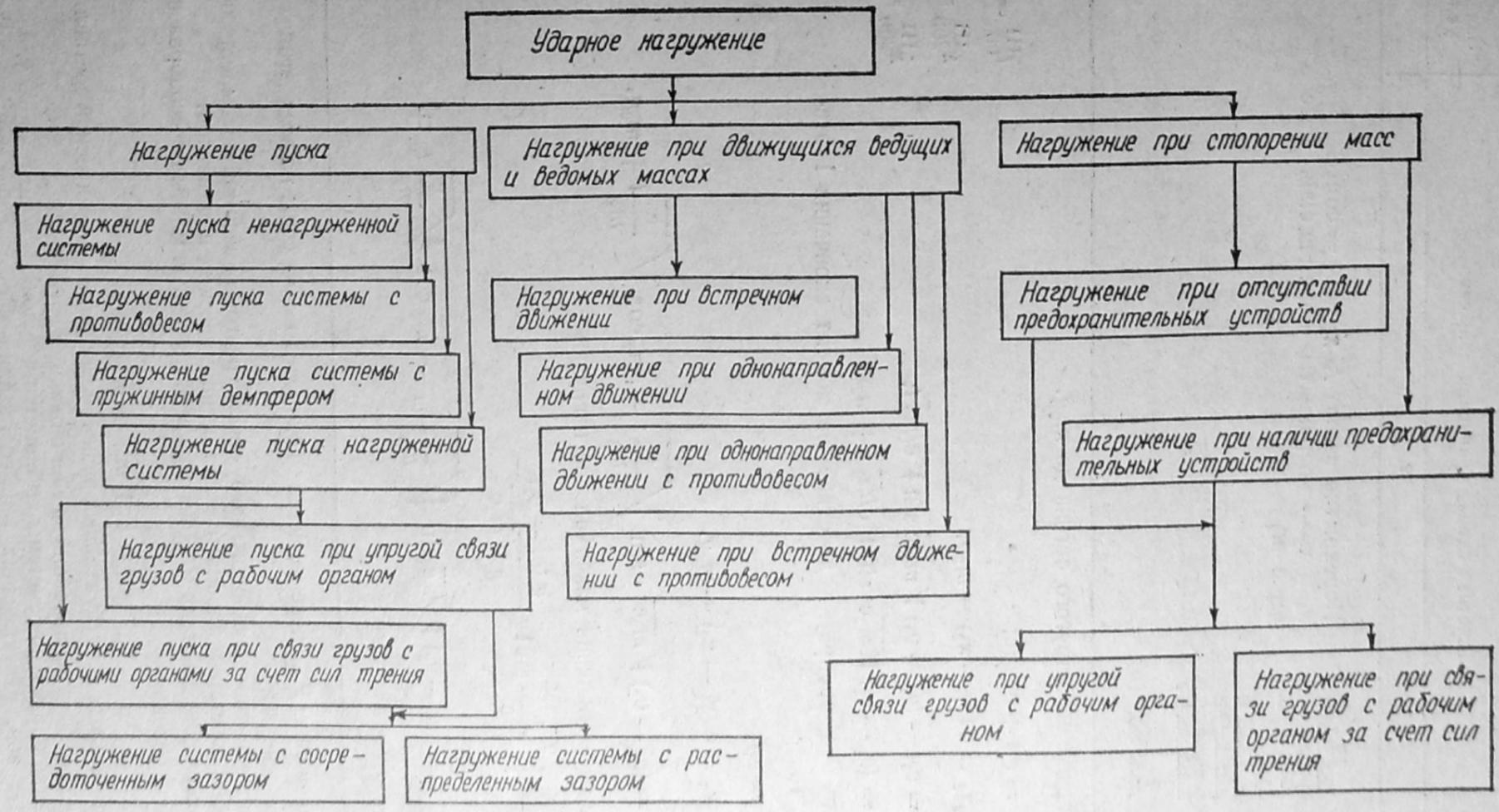


Винтовая пружина при кручении:  
 $D$  — диаметр пружины;  
 $d$  — диаметр сечения витка;  
 $i$  — число витков

$$c_y = \frac{E d^4}{64 D i}$$

сиров изделий, взаимодействие при однонаправленном и разнонаправленном движении ведущих и ведомых масс — для укладчиков, выемщиков, пакетформирующих машин.

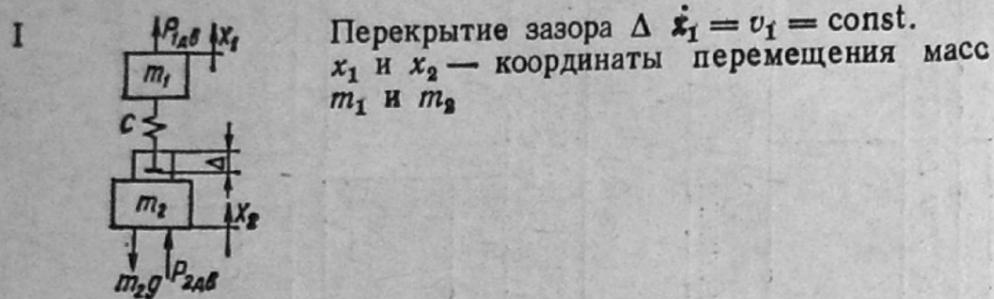
Расчетная схема и уравнения по определению параметров ударного взаимодействия приведены в табл. 39. Для снижения ударных нагрузок в элементах подвески укладочных головок ведомую массу  $m_2$  можно разогнать посредством дополнительного рабочего органа до скорости  $v_2$ . Модель представляет случай, когда ведущая масса  $m_1$ ,



10. Классификационная карта ударных нагрузок в оборудовании ПРТС работ

### 39. Ударные нагрузки в приводах укладчиков

№ этапа	Расчетная схема, уравнения движения	Начальные условия
1	2	3



II Нагружение упругого органа до  $m_2g$ .

III

$$\begin{cases} x_1 = v_1 t + m_2 g / c; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - m_2 g. \end{cases}$$

$$x_2 = v_1 t - (v_1 - v_2) \sqrt{m_2 / c} \sin \sqrt{c / m_2} t;$$

$$P_y = (v_1 - v_2) \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{c / m_2} t + m_2 g.$$

Если  $P_{2дв}$  прекратит действие на момент окончания I этапа, то

$$\begin{cases} x_1 = v_1 t; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - m_2 g. \end{cases}$$

$$P_{y \max} = (v_1 - v_2) \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_m - g m_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_m + m_2 g.$$

Время достижения максимальной нагрузки

$$t_m = \sqrt{\frac{m_2}{c}} \operatorname{arctg} \frac{c(v_1 - v_2)}{g \sqrt{m_2 c}}$$

$$P_{y \max} = (v_1 - v_2) \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_m - g m_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_m + m_2 g.$$

под действием силы  $P_{1дв}$  перемещается со скоростью  $\dot{x}_1 = \text{const}$  на всех этапах ударного взаимодействия.

Реализация условий ударного нагружения с разгоном ведомой массы целесообразна при любом сочетании кинематических и динамических параметров.

При окончании действия  $P_{1дв}$  на первом этапе разгон массы целесообразен, если выполняется условие

$$v_1 \sqrt{m_2 c} > m_2 g. \quad (22)$$

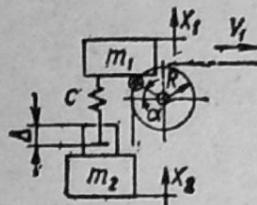
Без дополнительных конструктивных решений снижение динамической составляющей нагрузки может быть реализовано за счет снижения  $x_1$  (табл. 40).

Сочетание параметров системы выбирается с условием достаточного удаления от резонансных зон, наступающих при совпадении частот собственных колебаний  $\sqrt{c/m_2}$  и вынужденных колебаний  $v_1/R$  (см. табл. 47). Этот случай нагружения реали-

#### 40. Аналитическая модель ударного нагружения при переменной $\dot{x}_1$

№ этапа	Расчетная схема, уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

I



Перекрытие зазора  $\Delta$ :  $v_1$  — скорость движения цепи

$$x_1 = R \sin \alpha = R \sin \omega t = R \sin \frac{v_1}{R} t$$

Полагаем, что нагружение статической составляющей произойдет при  $\alpha = 0$

II

$$\begin{cases} x_1 = R \sin \frac{v_1}{R} t + \frac{m_2 g}{c}; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - m_2 g. \end{cases}$$

$$t_{(H)}^{II} = 0;$$

$$x_{2(H)}^{II} = 0;$$

$$\dot{x}_{2(H)}^{II} = v_2$$

$$x_2 = \left( v_2 - \frac{c v_1}{m_2 \left( \frac{c}{m_2} - \left( \frac{v_1}{R} \right)^2 \right)} \right) \sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + \frac{c R}{m_2 \left( \frac{c}{m_2} - \left( \frac{v_1}{R} \right)^2 \right)} \sin \frac{v_1}{R} t.$$

Нагрузка упругого органа:

$$P_y = \left( c R - \frac{c^2 R}{c - m_2 \left( \frac{v_1}{R} \right)^2} \right) \sin \frac{v_1}{R} t + \left( \frac{c v_1}{c - m_2 \left( \frac{v_1}{R} \right)^2} - v_2 \right) \sqrt{m_2 c} \cdot \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + m_2 g.$$

вован в укладчиках бутылок ОЗП-18 и ОЗП-30, предназначенных для работы с тарой-оборудованием.

Условия ударного нагружения значительно ухудшаются при разнонаправленном движении ведущей и ведомой масс. На первом этапе движения здесь также происходит перекрытие технологического зазора, а второй этап протекает от начала нагружения упругого элемента до остановки ведомой массы  $m_2$ . При начальных условиях второго этапа  $t_{II}^{II} = 0$ ;  $x_{2(H)}^{II} = 0$ ;  $\dot{x}_{2(H)}^{II} = -v_2$  имеем

$$P_y = (v_1 + v_2) \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t - g m_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + m_2 g. \quad (23)$$

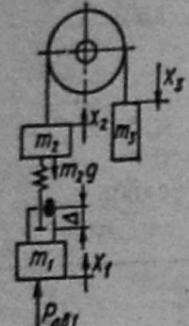
Время достижения максимальной нагрузки определяется выражением

$$t_m = \sqrt{\frac{m_2}{c}} \operatorname{arctg} \frac{-c(v_1 - v_2)}{g \sqrt{m_2 c}}.$$

Составляющие нагрузок в системах подвески захватных головок, грузов могут быть уменьшены установкой противовесов (масса  $m_3$ ). Случай когда жесткость подвески противовеса намного больше жесткости  $c$  упругого элемента, соединяющего ведущую массу  $m_1$  и ведомую массу  $m_2$  представлен в табл. 41.

#### 41. Ударное нагружение в системе с противовесом

№ этапа	Расчетная схема, уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

<p>I</p>  <p>II</p> <p>III</p>	<p>Перекрытие зазора Δ</p> <p>Нагружение упругого элемента до величины <math>g(m_2 - m_3)</math></p> <p> <math display="block">\begin{cases} x_1 = v_1 t + g(m_2 - m_3)/c; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) + m_3(g - \ddot{x}_3) - m_2 g. \end{cases}</math> </p> <p> <math display="block">x_2 = v_1 t - v_1 \sqrt{\frac{m_2 + m_3}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t</math> </p> <p> <math display="block">P_y = v_1 \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3)g.</math> </p> <p>При этом: <math>\frac{c}{m_2 + m_3} \leq \frac{g^2}{v_1^2}</math>.</p> <p>Условие целесообразности установки противовеса:</p> <p> <math display="block">v_1 \sqrt{\frac{c}{m_2}} &lt; 2,414g.</math> </p> <p>Для однонаправленного движения масс <math>m_1</math> и <math>m_2</math> имеем:</p> <p> <math display="block">P_y = (v_1 - v_2) \cdot \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3)g.</math> </p> <p>Для случая разнонаправленного движения <math>m_2</math> и <math>m_3</math></p> <p> <math display="block">P_y = (v_1 + v_2) \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t -</math> <math display="block">- g(m_2 - m_3) \cos \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3)g.</math> </p> <p>Начальные условия:</p> <p> <math display="block">\begin{aligned} t_{(H)}^{III} &amp;= 0; \\ x_{2(H)}^{III} &amp;= 0; \\ \dot{x}_{2(H)}^{III} &amp;= 0. \end{aligned}</math> </p>
--	---

При этом:  $\frac{c}{m_2 + m_3} \leq \frac{g^2}{v_1^2}$ .

Условие целесообразности установки противовеса:

$$v_1 \sqrt{\frac{c}{m_2}} < 2,414g.$$

Для однонаправленного движения масс  $m_1$  и  $m_2$  имеем:

$$P_y = (v_1 - v_2) \cdot \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3)g.$$

Для случая разнонаправленного движения  $m_2$  и  $m_3$

$$P_y = (v_1 + v_2) \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t -$$

$$- g(m_2 - m_3) \cos \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3)g.$$

Подбирают параметры системы так, чтобы ускорение  $\ddot{x}_2$  не превышало значения  $g$ , для исключения повторного удара со стороны противовеса.

Определение нагрузок в звеньях подвески грузов укладчиков. Если захватные элементы грузов укладчиков по жесткости значительно превосходят жесткость системы подвески укладочной головки, то расчетная схема приводится к трехмассовой модели (табл. 42).

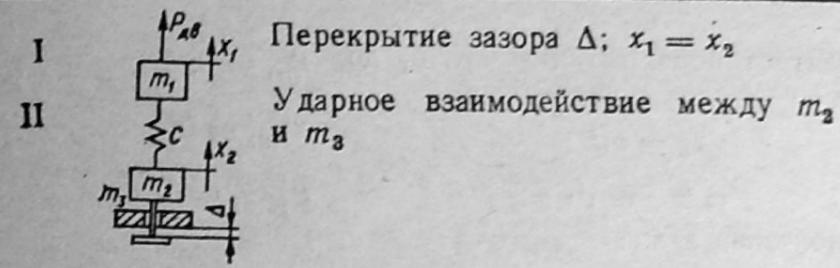
Из выражения, определяющего нагрузку  $P_y$ , видно, что при  $m_3 = 0$ ,  $P_y = m_2 g$ , а при уменьшении соотношения  $m_2/m_3$  будет происходить увеличение ударной нагрузки. В связи с этим целесообразно нагружение массой  $m_3$  грузов производить в несколько приемов, выполнив захватные элементы рассредоточенными по высоте.

Ударное нагружение элементов системы с упругими захватами. Расчетная схема механизма вертикального перемещения укладчика, представленная в табл. 43, соответствует большинству укладчиков и некоторым из разновидностей грузоподъемной техники.

Амплитуды динамических составляющих нагрузок в значительной мере определяются соотношением высокой и низкой частот собственных колебаний системы и зави-

#### 42. Ударное нагружение в механизмах подъема укладчиков с жесткими захватами

№ этапа	Расчетная схема, уравнения движения	Начальные условия
1	2	3



I Перекрытие зазора  $\Delta$ ;  $x_1 = x_2$   
 II Ударное взаимодействие между  $m_2$  и  $m_3$

III 
$$\begin{cases} x_1 = m_2 g / c + v_1 t; \\ (m_2 + m_3) x_2 = c (x_1 - x_2) - (m_2 + m_3) g \end{cases}$$

Нагрузка упругого элемента

$$P_y = m_2 g - \frac{c \left( \sqrt{\frac{m_2 v_1^2}{m_2 + m_3}} - v_1 \right)}{\sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}}} \times$$

$$\times \sin \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t + \left( \frac{m_2}{m_2 + m_3} - 1 \right) \times$$

$$\times (m_2 + m_3) g \cos \sqrt{\frac{c}{m_2 + m_3}} t -$$

$$- \left( \frac{m_2}{m_2 + m_3} - 1 \right) (m_2 + m_3) g.$$

$$t_{(H)}^{II} = 0;$$

$$\dot{x}_{3(H)}^{II} = 0;$$

$$\dot{x}_{3(H)}^{II} = 0$$

$$t_{(H)}^{III} = 0; x_{1(H)}^{III} = \frac{m_2 g}{c};$$

$$\dot{x}_{1(H)}^{III} = v_1; \dot{x}_{2(H)}^{III} = 0;$$

$$\dot{x}_{2(H)}^{III} = \sqrt{\frac{m_2 v_1^2}{m_2 + m_3}}$$

Время достижения максимальной нагрузки

$$t_m = \sqrt{\frac{m_2 + m_3}{c}} \operatorname{arctg} \frac{c \left( \sqrt{\frac{m_2 v_1^2}{m_2 + m_3}} - v_1 \right)}{\left( 1 - \frac{m_2}{m_2 + m_3} \right) g \sqrt{c(m_2 + m_3)}}$$

сят от начальных условий. Из числа параметров, влияющих на нагрузки упругих элементов, следует изменить величину технологического зазора  $\delta_2$ . При этом новыми будут условия нагружения системы (параметры  $H_i, L_i, M_i, N_i$ ). Минимальное значение максимумов нагрузки  $P_{23}$  получается, если окончанию второго этапа соответствует максимум нагрузки  $P_{12}$  в двухмассовой схеме. При этом  $T_2 = \pi/2\omega$ , а величина зазора  $\delta_2$ , соответствующая поставленному условию, определяется выражением

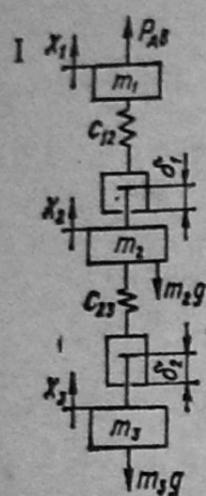
$$\delta_2 = v_1 (\pi - 2)/(2\omega).$$

Уменьшение массы  $m_3$  грузов путем разделения ее на части снижает коэффициент динамичности системы и амплитуды колебаний грузов. Эквивалентная схема механизма вертикального перемещения для случая разделения массы грузов на две части и методики расчетов на пятом и шестом этапах движения приведены на рис. 11 и в табл. 44. На пятом этапе происходит нагружение звена  $C_{24}$  до величины  $m_4 g$ . Шестой этап соответствует ускоренному движению четвертой массы.

Последовательный подъем двух групп грузов приводит к значительному уменьшению амплитуды их колебаний (примерно на 15 % по сравнению с предыдущим случаем).

48. Ударное нагружение в механизмах подъема укладчиков с упругими захватами

№ этапа	Расчетная схема, уравнения движения	Начальные и конечные условия этапов
1	2	3



Происходит от перекрытия зазора  $\delta_1$  до нагружения звена  $C_{12}$  силой  $m_2g$

$$x_1 = v_1 t$$

$$P_{12} = c_{12} v_1 t.$$

Время окончания этапа

$$T_1 = \frac{m_2 g}{c_{12} v_1}$$

$$P_{12(k)}^I = m_2 g$$

$$t_{(H)}^I = 0;$$

$$x_{1(H)}^I = 0;$$

$$P_{12(H)}^I = 0.$$

$$\ddot{P}_{12} + \omega^2 P_{12} = \omega^2 m_2 g,$$

где  $\omega = \sqrt{c_{12}/m_2}$

$$P_{12} = \frac{c_{12} v_1}{\omega} \sin \omega t + m_2 g;$$

$$t_{(K)}^{II} = T_2; P_{12(k)}^{II} = c_{12} (x_{1(k)}^{II} - \delta_2)$$

$T_2$  — находится итерациями из уравнения

$$T_2 - \frac{\sin \omega T_2}{\omega} = \frac{\delta_2}{v_1}.$$

$$t_{(H)}^{II} = 0;$$

$$P_{12(H)}^{II} = m_2 g;$$

$$\dot{P}_{12(H)}^{II} = v_1 c_{12}.$$

III Соответствует нагружению звена 23 до  $m_3g$

$$\begin{cases} \ddot{P}_{12} - \omega_1^2 P_{12} = a_1 (v_1 + v_1 t) \\ \ddot{P}_{23} + \omega_1^2 P_{23} = a_1 (v_2 + v_1 t), \end{cases}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}}; a_1 = \frac{c_{12} c_{23}}{m_2};$$

$$v_1 = \frac{P_{12(k)}^{II}}{c_{12}} + \frac{m_2 g}{c_{23}}; v_2 = \frac{P_{12(k)}^{II}}{c_{12}} - \frac{m_3 g}{c_{12}};$$

$$P_{12} = \frac{1}{\omega_1^3} (a_1 \omega_1 (v_1 + v_1 t) + v_3 c_{12} \cos \omega_1 t + v_4 \sin \omega_1 t)$$

$$P_{23} = \frac{1}{\omega_1^3} (a_1 \omega_1 (v_2 + v_1 t) - v_3 c_{23} \cos \omega_1 t -$$

$$- \frac{c_{23}}{c_{12}} v_4 \sin \omega_1 t)$$

$$v_3 = \frac{\omega_1 (P_{12(k)}^{II} - m_2 g)}{m_2}; v_4 = \omega_1^2 \dot{P}_{12(k)}^{II} - a_1 v_1;$$

$$P_{12(k)}^{II} = m_2 g + (c_{12} v_1 / \omega) \sin \omega T_2;$$

$$\dot{P}_{12(k)}^{II} = c_{12} v_1 \cos \omega T_2.$$

$$t_{(H)}^{III} = 0;$$

$$P_{12(H)}^{III} = P_{12(k)}^{II};$$

$$\dot{P}_{12(H)}^{III} = \dot{P}_{12(k)}^{II};$$

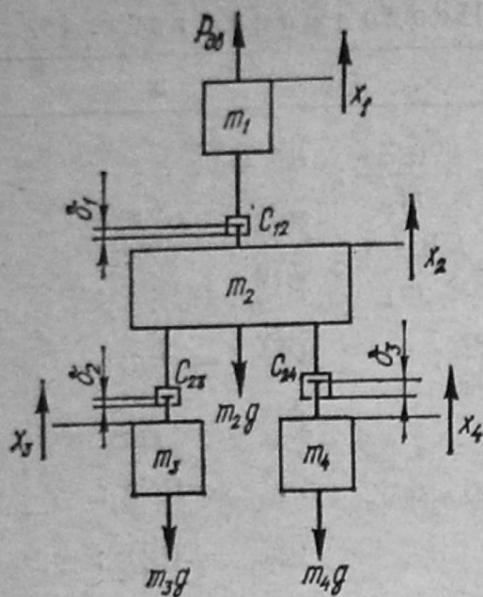
$$P_{23(H)}^{III} = 0;$$

$$\dot{P}_{23(H)}^{III} = c_{23} \times$$

$$\times (v_1 - \dot{P}_{12(k)}^{II} / c_{12})$$

1	2	3
IV	$\ddot{P}_{23} + \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{m_2} + \frac{c_{23}}{m_3} \right) \ddot{P}_{23} + \frac{c_{12}c_{23}}{m_2m_3} P_{23} = \frac{gc_{12}c_{23}}{m_2};$ $\ddot{P}_{12} + \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{m_2} + \frac{c_{23}}{m_3} \right) \ddot{P}_{12} + \frac{c_{12}c_{23}}{m_2m_3} P_{12} = \frac{gc_{12}c_{23}}{m_2};$ $a_0^{IV} = \frac{c_{12} + c_{23}}{m_2} + \frac{c_{23}}{m_3}; \quad a_1^{IV} = \frac{c_{12}c_{23}}{m_2m_3};$ $P_{12}^{CT} = (m_2 + m_3)g; \quad P_{23}^{CT} = m_3g.$ $P_i = P_i^{CT} \left( 1 + \frac{H_i - 1}{\omega_3^2 - \omega_2^2} (\omega_3^2 \cos \omega_2 t - \omega_2^2 \cos \omega_3 t) + \right.$ $\left. + \frac{L_i}{\omega_3^2 - \omega_2^2} \left( \frac{\omega_3^2}{\omega_2} \sin \omega_2 t - \frac{\omega_2^2}{\omega_3} \sin \omega_3 t \right) + \right.$ $\left. + \frac{M_i}{\omega_3^2 - \omega_2^2} (\cos \omega_2 t - \cos \omega_3 t) + \right.$ $\left. + \frac{N_i}{\omega_3^2 - \omega_2^2} \left( \frac{1}{\omega_2} \sin \omega_2 t - \frac{1}{\omega_3} \sin \omega_3 t \right) \right);$ $i = 12; 23;$ $H_{12} = \frac{1}{P_{12}^{CT} \omega_1^3} (a_1 \omega_1 (B_1 + v_1 t) + B_3 c_{12} \cos \omega_1 T_3 + B_4 \sin \omega_1 T_3)$ $M_{12} = \frac{1}{P_{12}^{CT} \omega_1} (B_3 c_{12} \cos \omega_1 T_3 + B_4 \sin \omega_1 T_3);$ $L_{12} = \frac{1}{P_{12}^{CT} \omega_1^3} (a_1 v_1 - B_3 c_{12} \sin \omega_1 T_3 + B_4 \cos \omega_1 T_3);$ $N_{12} = \frac{1}{P_{12}^{CT}} (B_3 c_{12} \sin \omega_1 T_3 - B_4 \cos \omega_1 T_3);$ $H_{23} = 1;$ $L_{23} = \frac{1}{P_{23}^{CT} \omega_1^2} (a_1 v_1 + c_{23} B_3 \sin \omega_1 T_3 - \frac{c_{23}}{c_{12}} B_1 \cos \omega_1 T_3);$ $N_{23} = - \frac{1}{P_{23}^{CT}} (c_{23} B_3 \sin \omega_1 T_3 - \frac{c_{23}}{c_{12}} B_4 \cos \omega_1 T_3) -$ $- \frac{c_{23}}{m_3} L_{23};$ $\omega_{2,3} = \sqrt{\frac{a_0^{IV}}{2} \mp \sqrt{\left( \frac{a_0^{IV}}{2} \right)^2 - a_1^{IV}}}$	$t_{(H)}^{IV} = 0;$ $P_{12(H)}^{IV} = P_{12(K)}^{III};$ $\dot{P}_{12(H)}^{IV} = \dot{P}_{12(K)}^{III};$ $P_{23(H)}^{IV} = m_3 g;$ $\dot{P}_{23(H)}^{IV} = \dot{P}_{23(K)}^{III};$ $\ddot{P}_{12(H)}^{IV} = \ddot{P}_{12(K)}^{III};$ $\ddot{P}_{12(H)}^{IV} = \ddot{P}_{12(K)}^{III};$ $\ddot{P}_{23(H)}^{IV} = \ddot{P}_{23(K)}^{III} -$ $- (c_{23}/m_3) \ddot{P}_{23(K)}^{III}$

$T_1, T_2, T_3$  — соответственно время протекания первого, второго и третьего этапов движения



11. Эквивалентная схема механизма вертикального перемещения с последовательным нагружением рабочих органов

Расчеты, выполненные применительно к укладчикам бутылок в тару-оборудование, когда в массиве находится около 90 бутылок, показывают, что для снижения ударных нагрузок в системах с неподвижной на начало взаимодействия ведомой массой целесообразно последовательное нагружение упругих звеньев и изменение скорости движения ведущей массы. Последнее легко реализуется в устройствах, где движение рабочего органа осуществляется посредством кулачковых, рычажных, цепных механизмов.

Во многих типах укладчиков, подъемников, штабелеров, пакетформирующих и пакеторасформирующих машин для получения поступательных движений используются замкнутые цепные контуры, входящие в состав механизмов вертикального или горизонтального перемещений. При этом целесообразно, чтобы элемент (тяга), обеспечивающий перемещение ведущей массы, начинал контактировать с ней, находясь на переходном участке (синусоидальный или косинусоидальный законы перемещения массы  $m_1$ ). При известной скорости цепи  $v_1$  и радиусе делительной окружности  $R$  угол поворота звездочки

$$\alpha = \frac{v_1}{R} t.$$

Для системы, приводящейся к трехмассовой модели с зазорами  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , в табл. 45 и 46 представлены расчетные выражения по описанию всех этапов нагружения. Первый этап соответствует выбору зазора  $\delta_1$ , второй — нагружению элемента  $C_{12}$  до величины  $m_2g$  и выбору зазора  $\delta_2$ , третий — нагружению элемента  $C_{23}$  до величины  $m_3g$ , а четвертый — дальнейшему нагружению. Использование механизмов с синусоидальным и косинусоидальным законами движения ведущей массы на этапах ударного взаимодействия снижает максимальные нагрузки упругих элементов на 18–23 %.

**Определение параметров систем в механизмах горизонтального перемещения укладчиков.** Сформированные массивы изделий в укладчиках в результате горизонтального перемещения вводятся в транспортную тару. При этом силовое взаимодействие ограничивается чаще всего условиями сохранности продукции. Нередко определенные ограничения накладываются на ускорения по условиям удержания грузов захватами и амплитуды раскачивания грузов. Длительная эксплуатация укладчиков бутылок ОЗП-30 показала положительный эффект использования пассивных элементов разгона ведомых масс. Такие пассивные элементы обеспечивают разгон ведомых масс с растяжкой переходных процессов во времени, что приводит к ограничениям кинематических и динамических параметров. Основные расчетные выражения, устанавливающие взаимосвязи между геометрическими, кинематическими и динамическими параметрами для систем, приводящихся к двухмассовым моделям, даны в табл. 47.

Использование пассивных элементов позволяет осуществить выбор параметров системы, обеспечивающий ограничение нагрузок  $P_T$  на элемент ведущей массы (тягу) или величин ускорения на всех этапах. Возможности управления указанными параметрами в этой схеме расширяются за счет дополнительного упругого элемента. Применение пассивных профилей обеспечивает заданный закон движения элемента Э ведомой массы и расширяет возможности управления процессом ее разгона.

**Определение параметров выбега рабочих органов.** Реализация быстрого действия требует создания системы торможения динамических органов, осуществляющих перемещение в горизонтальной плоскости. Системы, расчетные модели которых представлены в табл. 48, имеют широкие перспективы использования. При перемещении ведущей массы  $m_1$  на участке криволинейного движения тяги (при огибании звездочки) ведомая масса  $m_2$  тормозится за счет изменения координаты  $x_1$  под воздействием упругого звена 12. Управляющими параметрами для ограничения  $\dot{x}_2$  допускаемым зна-

44. Аналитическая модель ударного взаимодействия при разделении массы грузов на части

№ этапа	Уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

$$V \begin{cases} x_1 = V_1 (T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + t); \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12} (x_1 - x_2) - C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - \\ - C_{24} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{IV}) - m_2 g; \\ m_3 \ddot{x}_3 = C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - m_3 g. \end{cases}$$

$$\ddot{P}_{12} + \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} P_{12} - \frac{C_{12}}{m_2} P_{23} = C_{12} g + \frac{C_{23}}{m_2} P_{12(\kappa)}^{IV} + \frac{C_{12} C_{23}}{m_2} V_1 t;$$

$$\ddot{P}_{23} + \left( \frac{C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3} \right) \dot{P}_{23} - \left( \frac{C_{23}^2}{m_2 C_{12}} + \frac{C_{23}}{m_2} \right) P_{12} = - \frac{C_{23}^2}{m_2} \left( V_1 t + \frac{P_{12(\kappa)}^{IV}}{C_{12}} \right);$$

$$P_i = A_{0i} + A_{1i} t + A_{1i} \cos \omega_4 t + A_{2i} \sin \omega_4 t + A_{3i} \cos \omega_5 t + A_{4i} \sin \omega_5 t, \text{ где } i = 12, 23;$$

$$A_{0(12)} = \frac{C_{23}}{C_{12} + C_{23}} (m_2 g + m_3 g + \frac{C_{23}}{C_{12}} P_{12(\kappa)}^{IV}),$$

$$A_{12} = \frac{C_{23}^2 V_1}{C_{12} + C_{23}}, \quad A_{0(23)} = m_3 g, \quad A_{23} = 0,$$

$$A_{1i} = \frac{\ddot{P}_{i(\text{H})}^V + (P_{i(\text{H})}^V - A_{0i}) \omega_5^2}{\omega_5^2 - \omega_4^2},$$

$$A_{2i} = \frac{\ddot{P}_{i(\text{H})}^V + (P_{i(\text{H})}^V - A_{1i}) \omega_5^2}{\omega_4 (\omega_5^2 - \omega_4^2)},$$

$$A_{3i} = \frac{\ddot{P}_{i(\text{H})}^V + (P_{i(\text{H})}^V - A_{0i}) \omega_4^2}{\omega_5^2 - \omega_4^2},$$

$$A_{4i} = \frac{\ddot{P}_{i(\text{H})}^V + (P_{i(\text{H})}^V - A_{1i}) \omega_4^2}{\omega_5 (\omega_5^2 - \omega_4^2)},$$

$$\ddot{P}_{12(\text{H})}^V = \frac{C_{12}}{m_2} (P_{23(\kappa)}^{IV} - P_{12(\kappa)}^{IV}) + C_{12} g;$$

$$\ddot{P}_{12(\text{H})}^V = \frac{C_{12}}{m_2} P_{23(\kappa)}^{IV} - \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} P_{12(\kappa)}^{IV} + \frac{C_{12} C_{23}}{m_2} V_1;$$

$$t_{\text{H}}^V = 0;$$

$$x_{1(\text{H})}^V = V_1 (T_1 + T_2 + T_3 + T_4)$$

$$\dot{x}_{1(\text{H})}^V = V_1;$$

$$x_{2(\text{H})}^V = x_{2(\kappa)}^{IV};$$

$$\dot{x}_{2(\text{H})}^V = \dot{x}_{2(\kappa)}^{IV};$$

$$x_{3(\text{H})}^V = x_{3(\kappa)}^{IV};$$

$$\dot{x}_{3(\text{H})}^V = \dot{x}_{3(\kappa)}^{IV};$$

$$x_{4(\text{H})}^V = 0;$$

$$\dot{x}_{4(\text{H})}^V = 0;$$

$$P_{12(\text{H})}^V = P_{12(\kappa)}^{IV};$$

$$\dot{P}_{12(\text{H})}^V = \dot{P}_{12(\kappa)}^{IV};$$

$$\dot{P}_{23(\text{H})}^V = P_{23(\kappa)}^{IV};$$

$$\dot{P}_{23(\text{H})}^V = \dot{P}_{23(\kappa)}^{IV};$$

$$P_{24(\text{H})}^V = 0;$$

$$\dot{P}_{24(\text{H})}^V = 0.$$

1	2	3
	$\ddot{P}_{23(н)}^V = \frac{C_{23}}{m_2} P_{12}^{IV} - \left( \frac{C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3} \right) P_{23(к)}^{IV};$	
	$\ddot{P}_{23(н)}^V = \left( \frac{C_{23}^2}{m_2 C_{12}} + \frac{C_{23}}{m_2} \right) \dot{P}_{12(к)}^{IV} -$ $- \left( \frac{C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3} \right) \dot{P}_{23к}^{IV} - \frac{C_{23}^2}{m_2} V_1;$	
	$\omega_{4,5} = \sqrt{\frac{C_{12} + 2C_{23}}{2m_2} + \frac{C_{23}}{2m_3}} \mp$ $\sqrt{\left( \frac{C_{12} + 2C_{23}}{2m_2} + \frac{C_{23}}{2m_2} \right)^2 - \frac{C_{23}(C_{12} + C_{23})}{m_2 m_3}}$	
	$P_{24} = C_{24} \left( \frac{P_{12(к)}^{IV}}{C_{12}} - \frac{P_{12}}{C_{12}} + V_1 t \right);$	

Завершается V этап при  $P_{24} = m_4 g$  и  $t_{к}^V = T_5$ .

<p>VI</p> $\begin{cases} \ddot{P}_{12} + a_0^V \ddot{P}_{12} + a_1^{IV} P_{12} = a_1^{IV} (m_2 g + 2m_3 g); \\ \ddot{P}_{23} + a_0^{VI} \ddot{P}_{23} + a_1^{VI} P_{23} = a_1^{IV} ((C_{23}/C_{12}) P_{12} + m_3 g); \\ \ddot{P}_{24} + a_0^{VI} \ddot{P}_{24} + a_1^{VI} P_{24} = a_1^{IV} ((C_{23}/C_{12}) P_{12} + m_3 g), \end{cases}$ <p>где <math>a_0^{VI} = \frac{C_{12} + 2C_{23}}{m_2} + \frac{2C_{23}}{m_3}</math>,</p> $a_1^{VI} = \frac{C_{12} C_{23}}{m_2 m_3} + 2 \frac{C_{23}^2}{m_2 m_3} + \frac{C_{23}^2}{m_3^2}.$ $P_{12} = (m_2 + 2m_3) g + A_1 \cos \omega_6 t + A_2 \sin \omega_6 t +$ $+ A_3 \cos \omega_7 t + A_4 \sin \omega_7 t;$ $P_i = P_i^* + B_{1i} \cos \omega_8 t + B_{2i} \sin \omega_8 t + B_{3i} \cos \omega_9 t +$ $+ B_{4i} \sin \omega_9 t, \text{ где } i = 23, 24;$ $A_1 = \frac{\ddot{P}_{12(н)}^{VI} + (P_{24(н)}^{VI} - m_2 g - 2m_3 g) \omega_7^2}{\omega_7^2 - \omega_6^2};$ $A_2 = \frac{\ddot{P}_{12(н)}^{VI} + \dot{P}_{12(н)}^{VI} \omega_7^2}{\omega_6 (\omega_7^2 - \omega_6^2)};$ $A_3 = - \frac{\ddot{P}_{12(н)}^{VI} + (P_{12(н)}^{VI} - m_2 g - 2m_3 g) \omega_6^2}{\omega_7^2 - \omega_6^2};$	$t_{н}^{VI} = 0;$ $P_{12(н)}^{VI} = P_{12(к)}^V;$ $\dot{P}_{12(н)}^{VI} = \dot{P}_{12(к)}^V;$ $P_{23(н)}^{VI} = P_{23(к)}^V;$ $\dot{P}_{23(н)}^{VI} = \dot{P}_{23(к)}^V;$ $P_{24(н)}^{VI} = P_{24(к)}^V;$ $\dot{P}_{24(н)}^{VI} = \dot{P}_{24(к)}^V;$ $\ddot{P}_{12(н)}^{VI} = C_{12}/m_2 \times$ $\times (P_{23(н)}^{VI} + P_{24(н)}^{VI} -$ $- P_{12(н)}^{VI}) + C_{12} g;$ $\ddot{P}_{12(н)}^{VI} = C_{12}/m_2 \times$ $\times (\dot{P}_{23(н)}^{VI} - \dot{P}_{12(н)}^{VI});$
--	---

1	2	3
---	---	---

$$A_4 = -\frac{\ddot{P}_{12(H)}^{VI} + \dot{P}_{12(H)}^{VI} \omega_6^2}{\omega_7 (\omega_7^2 - \omega_6^2)};$$

$$B_{1t} = \frac{\ddot{P}_{i(H)}^{VI} + E_1 \omega_6^2 + E_3 \omega_7^2 + (P_{i(H)}^{VI} - E_0 - E_1 - E_3) \omega_9^2}{\omega_9^2 - \omega_8^2};$$

$$B_{2t} = \frac{\ddot{P}_{i(H)}^{VI} + E_2 \omega_6^2 + E_4 \omega_7^2 + (P_{i(H)}^{VI} - E_2 \omega_8 - E_4 \omega_7) \omega_9^2}{\omega_8 (\omega_9^2 - \omega_8^2)};$$

$$B_{4t} = \frac{\ddot{P}_{i(H)}^{VI} + E_2 \omega_6^2 + E_4 \omega_7^2 + (P_{i(H)}^{VI} - E_2 \omega_8 - E_4 \omega_7) \omega_9^2}{\omega_9 (\omega_9^2 - \omega_8^2)};$$

$$E_1 = \frac{a_1^{IV} A_1 C_{23}}{C_{12} (\omega_6^4 - \omega_6^2 a_0^{VI} + a_1^{VI})};$$

$$E_2 = \frac{a_1^{IV} A_2 C_{23}}{C_{12} (\omega_6^4 - \omega_6^2 a_0^{VI} + a_1^{VI})};$$

$$E_3 = \frac{a_1^{IV} A_3 C_{23}}{C_{12} (\omega_7^4 - \omega_7^2 a_0^{VI} + a_1^{VI})};$$

$$E_4 = \frac{a_1^{IV} A_4 C_{23}}{C_{12} (\omega_7^4 - \omega_7^2 a_0^{VI} + a_1^{VI})};$$

$$E_0 = \frac{a_1^{IV}}{a_1^{VI}} \left( m_3 g + \frac{C_{23}}{C_{12}} (m_2 g + 2m_3 g) \right);$$

$$P_{23}^* = P_{24}^* = E_0 + E_1 \cos \omega_6 t + E_2 \sin \omega_6 t + E_3 \cos \omega_7 t + E_4 \sin \omega_7 t.$$

$$\omega_{6,7} = \sqrt{\frac{a_0^V}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{a_0^V}{2}\right)^2 - a_1^V}};$$

$$\omega_{8,9} = \sqrt{\frac{a_0^{VI}}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{a_0^{VI}}{2}\right)^2 - a_1^{VI}}}.$$

$$\ddot{P}_{23(H)}^{VI} = C_{23}/m_2 \times$$

$$\times (P_{12(H)}^{VI} - P_{24(H)}^{VI}) -$$

$$-\left(\frac{C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3}\right) P_{23(H)}^{VI}$$

$$\ddot{P}_{23(H)}^{VI} = \frac{C_{23}}{m_2} \dot{P}_{12(H)}^{VI} -$$

$$-\left(\frac{C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3}\right) \dot{P}_{23(H)}^{VI}$$

$$\ddot{P}_{24(H)}^{VI} = \frac{C_{23}}{m_2} (P_{12(H)}^{VI} -$$

$$- P_{23(H)}^{VI}) - \left(\frac{C_{23}}{m_2} +$$

$$+ \frac{C_{23}}{m_3}\right) P_{24(H)}^{VI};$$

$$\ddot{P}_{24(H)}^{VI} = \frac{C_{23}}{m_2} \times$$

$$\times (\dot{P}_{12(H)}^{VI} - \dot{P}_{23(H)}^{VI}).$$

45. Аналитическая модель ударного нагружения упругих элементов в системах с синусоидальным законом движения ведущей массы

№ этапа	Уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

I

$$\begin{cases} x_1 = R \sin (V_1/R) t; \\ x_2 = 0. \end{cases}$$

II

$$\begin{cases} x_1 = R \sin (V_1/R) t; \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12} (x_1 - x_2) - m_2 g. \end{cases} \quad \begin{matrix} t_{\text{н}}^{\text{II}} = T_1; \\ x_{2(\text{н})}^{\text{II}} = 0; \\ \dot{x}_{2(\text{н})}^{\text{II}} = 0. \end{matrix}$$

$$T_1 = \frac{R}{V_1} \arcsin \frac{m_2 g}{V_1}; \quad x_{1(\text{к})}^{\text{I}} = R \sin \frac{V_1}{R} T_1.$$

$$x_2 = A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t + \frac{C_{12} R}{m_2 \left( \frac{C_{12}}{m_2} - \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 \right)} \sin \frac{V_1}{R} t - \frac{m_2 g}{C_{12}},$$

где  $A_1 = \frac{S_0 V_1}{\omega R} \cos \frac{V_1}{R} T_1 \sin \omega T_1 - S_0 \sin \frac{V_1}{R} \times$

$$\times T_1 \cos \omega T_1 + \frac{m_2 g}{C_{12}} \cos \omega T_1;$$

$$A_2 = \frac{A_1 \omega \sin \omega T_1 - S_0 (V_1/R) \cos (V_1/R) T_1}{\omega \cos \omega T_1};$$

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}}; \quad S_0 = \frac{C_{12} R}{m_2 \left( (C_{12}/m_2) - (V_1/R)^2 \right)}.$$

$$P_{12}^{\text{II}} = m_2 g + C_{12} (R - S_0) \sin (V_1/R) t -$$

$$- A_1 C_{12} \cos \omega t - A_2 C_{12} \sin \omega t; \quad x_{2(\text{к})}^{\text{II}} = \delta_2.$$

III

$$\begin{cases} x_1 = R \sin (V_1/R) t; \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12} (x_1 - x_2) - C_{23} (x_2 - x_{2(\text{к})}^{\text{II}}) - m_2 g; \end{cases} \quad \begin{matrix} t_{\text{н}}^{\text{III}} = T_1 + T_2; \\ x_{2(\text{н})}^{\text{III}} = x_{2(\text{к})}^{\text{II}}; \\ \dot{x}_{2(\text{н})}^{\text{III}} = \dot{x}_{2(\text{к})}^{\text{II}}. \end{matrix}$$

$$x_2 = A_3 \cos \omega_1 t + A_4 \sin \omega_1 t +$$

$$+ \frac{C_{12} R}{m_2 \left( \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} - \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 \right)} \sin \frac{V_1}{R} t +$$

$$+ \frac{C_{23} x_{2(\text{к})}^{\text{II}}}{C_{12} + C_{23}} - \frac{m_2 g}{C_{12} + C_{23}}, \quad \text{где } \omega_1 = \sqrt{\frac{C_{12} + C_{23}}{m_2}},$$

$A_3$  и  $A_4$  — постоянные интегрирования, определяемые по начальным условиям III этапа.

1	2	3
---	---	---

$$P_{12}^{III} = C_{12}R \left( 1 - \frac{1}{m_2 \left( \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} - \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 \right)} \right) \times$$

$$\times \sin \frac{V_1}{R} t - \frac{C_{23}x_{2(\kappa)}^{II} - m_2g}{C_{12} + C_{23}} -$$

$$- A_3 \cos \omega_1 t - A_4 \sin \omega_1 t.$$

$$P_{23}^{III} = C_{23} \left( A_3 \cos \omega_1 t + A_4 \sin \omega_1 t + \right.$$

$$+ \frac{C_{12}R}{m_2 \left( \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} - \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 \right)} \sin \frac{V_1}{R} t +$$

$$\left. + x_{2(\kappa)}^{II} \left( \frac{C_{23}}{C_{12} + C_{23}} - 1 \right) - \frac{m_2g}{C_{12} + C_{23}} \right).$$

IV

$$\begin{cases} x_1 = R \sin (V_1/R) t; \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12} (x_1 - x_2) - C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - m_2g; \\ m_3 \ddot{x}_3 = C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - m_3g. \end{cases}$$

$$x_2 = \frac{d_0}{\left( \frac{V_1}{R} \right)^4 - a_0 \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 + a_1} \sin \frac{V_1}{R} t -$$

$$- \frac{(m_2 + m_3)g}{C_{12}} + A_5 \cos \omega_2 t + A_6 \sin \omega_2 t +$$

$$+ A_7 \cos \omega_3 t + A_8 \sin \omega_3 t,$$

где  $a_0 = \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3}$ ;  $a_1 = \frac{C_{12}C_{23}}{m_2m_3}$ ;

$$d_0 = \frac{C_{12}C_{23}R}{m_2m_3} - \frac{C_{12}V_1^2}{Rm_2};$$

$$\omega_{2,3} = \sqrt{\frac{a_0}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{a_0}{2} \right)^2 - a_1}}.$$

$$P_{12}^{IV} = C_{12} \left( R \sin \frac{V_1}{R} t + \frac{(m_2 + m_3)g}{C_{12}} - \right.$$

$$\left. - \frac{d_0}{\left( \frac{V_1}{R} \right)^4 - a_0 \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 + a_1} \sin \frac{V_1}{R} t - \right.$$

$$\left. - A_5 \cos \omega_2 t - A_6 \sin \omega_2 t - A_7 \cos \omega_3 t - A_8 \sin \omega_3 t \right).$$

$$T_H^{IV} = T_1 + T_2 + T_3;$$

$$x_{1(H)}^{IV} = x_{1(\kappa)}^{III};$$

$$\dot{x}_{1(H)}^{IV} = \dot{x}_{1(\kappa)}^{III};$$

$$\ddot{x}_{1(H)}^{IV} = \ddot{x}_{1(\kappa)}^{III};$$

$$x_{2(H)}^{IV} = x_{2(\kappa)}^{III};$$

$$\dot{x}_{2(H)}^{IV} = \dot{x}_{2(\kappa)}^{III};$$

$$\ddot{x}_{2(H)}^{IV} = \ddot{x}_{2(\kappa)}^{III};$$

$$x_{3(H)}^{IV} = 0;$$

$$\dot{x}_{3(H)}^{IV} = 0;$$

$$\ddot{x}_{3(H)}^{IV} = 0;$$

$$\ddot{x}_{2(H)}^{IV} = \frac{C_{12}}{m_2} (x_{1(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{III}) - \frac{C_{23}}{m_2} \times$$

$$\times (x_{2(\kappa)}^{III} - x_{2(\kappa)}^{II}) - g;$$

$$\ddot{x}_{2(H)}^{IV} = \frac{C_{12}}{m_2} (\dot{x}_{1(\kappa)}^{III} -$$

$$- \dot{x}_{2(\kappa)}^{III}) - \frac{C_{23}}{m_2} \dot{x}_{2(\kappa)}^{III};$$

$$\ddot{x}_{3(H)}^{IV} = \frac{C_{23}}{m_3} (x_{2(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{II}) - g;$$

$$\ddot{x}_{3(H)}^{IV} = \frac{C_{23}}{m_3} \dot{x}_{2(\kappa)}^{III}$$

46. Аналитическая модель ударного нагружения упругих элементов в системах с косинусоидальным законом движения ведущей массы

№ этапа	Уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

I

$$\begin{cases} x_1 = R(1 - \cos(V_1/R)t); \\ x_2 = 0; \quad t_{(к)}^I = T_1 = (R/V_1) \arccos\left(1 - \frac{m_2 g}{C_{12} R}\right). \end{cases}$$

II

$$\begin{cases} x_1 = R(1 - \cos(V_1/R)t); \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12}(x_1 - x_2) - m_2 g; \\ x_2 = B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t + \\ + \frac{C_{12} R}{m_2 \left(\left(\frac{V_1}{R}\right)^2 - \frac{C_{12}}{m_2}\right)} \cos \frac{V_1}{R} t + R - \\ - \frac{m_2 g}{C_{12}}, \text{ где } B_1 = \frac{m_2 g}{C_{12}} \cos \omega T_1 - \\ - \frac{S_1 V_1}{\omega R} \sin \frac{V_1}{R} T_1 \sin \omega T_1 - S_0 \cos \frac{V_1}{R} T_1 \cos \omega T_1 - \\ - R \cos \omega T_1; \quad B_2 = \frac{B_1 \omega \sin \omega T_1 + S_0 \frac{V_1}{R} \sin \frac{V_1}{R} T_1}{\omega \cos \omega T_1}. \end{cases}$$

$$\begin{aligned} t_{(к)}^{II} &= T_1; \\ x_{2(к)}^{II} &= 0; \\ \dot{x}_{2(к)}^{II} &= 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{12}^{II} &= m_2 g - C_{12} R \cos \frac{V_1}{R} t - C_{12} B_1 \cos \omega t - \\ &- C_{12} B_2 \sin \omega t - S_0 C_{12} \cos(V_1/R)t; \quad x_{2(к)}^{II} = \delta_2; \\ T_2 &= t_{(к)}^{II} = T_1. \end{aligned}$$

III

$$\begin{cases} x_1 = R(1 - \cos(V_1/R)t); \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12}(x_1 - x_2) - C_{23}(x_2 - x_{2(к)}^{II}) - m_2 g. \end{cases}$$

$$\begin{aligned} P_{12}^{III} &= C_{12} \left( R(1 - \cos(V_1/R)t) - B_3 \sin \omega_1 t - \right. \\ &- B_4 \cos \omega_1 t - \left. \frac{C_{12} R}{m_2 \left(\frac{V_1^2}{R^2} - \omega_1^2\right)} \cos \frac{V_1}{R} t - \right. \\ &\left. - \frac{k_2 m_2}{C_{12} + C_{23}} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{(к)}^{III} &= T_1 + T_2; \\ x_{2(к)}^{III} &= x_{2(к)}^{II}; \\ \dot{x}_{2(к)}^{III} &= \dot{x}_{2(к)}^{II} \end{aligned}$$

где  $\omega_1 = \sqrt{\frac{C_{12} + C_{23}}{m_2}}$ ;  $k_2 = \frac{C_{12}}{m_2} R + \frac{C_{23}}{m_2} x_{2(к)}^{II} - g$ .

1	2	3
---	---	---

$$P_{23}^{III} = C_{23}B_3 \sin \omega_1 t + C_{23}B_4 \cos \omega_1 t +$$

$$+ \frac{C_{12}C_{23}R}{m_2 \left( \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 - \omega^2 \right)} \cos \frac{V_1}{R} t +$$

$$+ \frac{C_{23}m_2 k_2}{C_{12} + C_{23}} - C_{23}x_{2(\kappa)}^{II}.$$

IV

$$\begin{cases} x_1 = R (1 - \cos (V_1/R) t); \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_{12} (x_1 - x_2) - C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - m_2 g; \\ m_3 \ddot{x}_3 = C_{23} (x_2 - x_{2(\kappa)}^{II} - x_3) - m_3 g. \end{cases}$$

$$x_2 = \frac{d_1}{\left( \frac{V_1}{R} \right)^4 - a_0 \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 + a_1} \cos \frac{V_1}{R} t +$$

$$+ R - \frac{m_2 + m_3}{C_{12}} g + B_5 \cos \omega_2 t + B_6 \sin \omega_2 t +$$

$$B_7 \cos \omega_3 t + B_8 \sin \omega_3 t,$$

где  $d_1 = \frac{C_{12}V_1^2}{Rm_2} - \frac{C_{12}C_{23}R}{m_2 + m_3};$

$$\omega_{2,3} = \sqrt{\frac{a_0}{2} \mp \sqrt{\left( \frac{a_0}{2} \right)^2 - a_1}};$$

$$a_0 = \frac{C_{12} + C_{23}}{m_2} + \frac{C_{23}}{m_3};$$

$$a_1 = \frac{C_{12}C_{23}}{m_2 m_3}.$$

$$P_{12}^{IV} = (m_2 + m_3) g -$$

$$- \left( C_{12}R + \frac{d_1 C_{12}}{\left( \frac{V_1}{R} \right)^4 - a_0 \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 + a_1} \right) \cos \frac{V_1}{R} t -$$

$$- B_5 C_{12} \cos \omega_2 t - B_6 C_{12} \sin \omega_2 t - B_7 C_{12} \cos \omega_3 t -$$

$$- B_8 C_{12} \sin \omega_3 t$$

$$t_{(n)}^{IV} = T_1 + T_2 + T_3;$$

$$x_{2(n)}^{IV} = x_{2(\kappa)}^{III};$$

$$\dot{x}_{2(n)}^{IV} = \dot{x}_{2(\kappa)}^{III};$$

$$x_{3(n)}^{IV} = 0;$$

$$\dot{x}_{3(n)}^{IV} = 0;$$

$$\ddot{x}_{2(n)}^{IV} = \frac{C_{12}}{m_2} (x_{1(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{III}) - \frac{C_{23}}{m_2} (x_{2(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{II}) - g;$$

$$\ddot{x}_{3(n)}^{IV} = \frac{C_{23}}{m_3} (x_{2(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{II}) g;$$

$$\ddot{x}_{2(n)}^{IV} = \frac{C_{12}}{m_2} (x_{1(\kappa)}^{III} -$$

$$- x_{2(\kappa)}^{III}) -$$

$$- \frac{C_{23}}{m_2} x_{2(\kappa)}^{III};$$

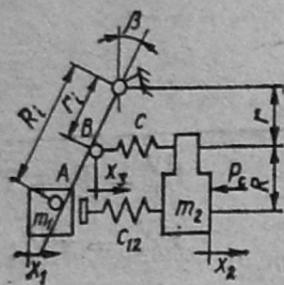
$$\ddot{x}_3^{IV} = \frac{C_{23}}{m_3} x_{2(\kappa)}^{III}.$$

47. Аналитическая модель процесса разгона ведомых масс

№ п.п.	Этапы, уравнения движения	Начальные условия
1	2	3

Динамика механизмов с пассивными элементами разгона ведомых масс

I



Двухмассовая модель

$$v_{B_1} = v_{A_1} \frac{r}{R}; \quad x_3 = \frac{r}{R} v_1 t$$

I этап:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_1 t; \\ \ddot{x}_2 + (c/m_2) x_2 = (c_r v_1 / m_2 R) t \end{cases}$$

$$\dot{t}_{(H)}^I = 0,$$

$$x_{3(H)}^I = \frac{P_c}{c}$$

$$x_{2(H)}^I = 0;$$

$$x_{3(H)}^I = \frac{r}{R} v_1 t$$

$$x_{2(H)}^I = 0.$$

$$x_2 = \frac{r v_1}{R} t - \frac{r v_1}{R} \sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t;$$

$$P_y = \frac{r v_1}{R} \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + P_c;$$

$$P_T = \frac{r^2 v_1}{R^2} \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + \frac{r}{R} P_c,$$

где  $P_T$  — нагрузка на тягу.

II II этап начинается при  $\beta = 0$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - P_c$$

$$t_{(H)}^{II} = 0;$$

$$x_{2(H)}^{II} = 0;$$

$$P_T = (v_1 - \dot{x}_{1(K)}^I) \sqrt{m_2 c_{12}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + P_c.$$

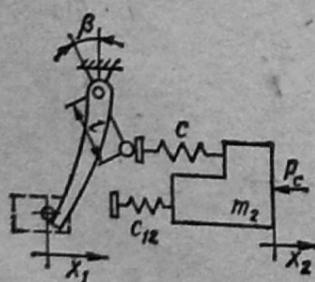
При равенстве  $P_{Tmax}$  на I и II этапах

$$\dot{x}_{2(H)}^{II} = \dot{x}_{2(K)}^I$$

$$\frac{r}{R} = - \frac{(P_c + v_1 \sqrt{m_2 c_{12}})}{2 v_1 \sqrt{m_2 c}} +$$

$$+ \frac{\sqrt{(P_c + v_1 \sqrt{m_2 c_{12}})^2 + 4 v_1 \sqrt{m_2 c} (v_1 \sqrt{m_2 c_{12}} + P_c)}}{2 v_1 \sqrt{m_2 c}};$$

Если  $\ddot{x}_{2max}^I = \ddot{x}_{2max}^{II}$ , то



$$\frac{r}{R} = \frac{v_1 \sqrt{c_{12}/m_2}}{v_1 (\sqrt{c/m_2} + \sqrt{c_{12}/m_2})}$$

$$x_3 = l \sin \beta = l \sin \omega_K t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c_{32} (l \sin \omega_K t - x_2) - P_c$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{l c_{32} \omega_K}{c_{32} - m_2 \omega_K^2} \times$$

$$\times \left( \sqrt{\frac{c_{32}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{32}}{m_2}} t - \omega_K \sin \omega_K t \right)$$

1	2	3
---	---	---

Задаваясь  $\ddot{x}_{2\max} \leq [x_2]$ , находим

$$v - [x_2] \sqrt{m_2/c_{12}} = \frac{lc_{32}\omega_k}{c_{32} - m_2\omega_k} \cos \omega_k T_{(к)}^I -$$

$$- \frac{lc_{32}\omega_k}{c_{32} - m_2\omega_k^2} \times \cos \sqrt{\frac{c_{32}}{m_2}} T_{(к)}^I.$$

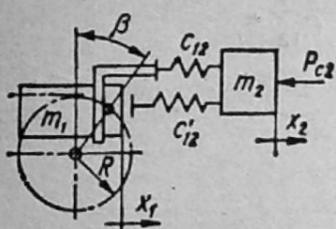
По известному  $T_{(к)}^I$  определяем  $\beta = \omega_k T_{(к)}^I$ ,

где  $\omega_k$  — угловая скорость пассивного элемента (кулачка).

48. Аналитическая модель процесса выбега тележки

№ п.п	Этапы, уравнения движения	Начальные условия этапов
1	2	3

1 Система механизма горизонтального перемещения тележки с динамическим торможением



I этап: горизонтальное перемещение масс  $m_1$  и  $m_2$  при взаимодействии через упругий элемент  $c'_{12}$

$$X_1 = X_2 = V_1; \beta = V_1 t/R$$

II этап: взаимодействие осуществляется через элемент 12  
Если  $C_{12}$  конечна, то

$$t_{(к)}^{II} = 0;$$

$$X_{2(н)}^{II} = 0;$$

$$\dot{X}_{2(н)}^{II} = V_2.$$

$$\ddot{X}_2 + \frac{c_{12}}{m_2} X = \frac{R}{m_2} \sin \frac{V_1}{R} t - \frac{P_{c_2}}{m_2};$$

$$\ddot{X}_2 = \frac{c_{12}V_1^2}{Rm_2 \left( \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 - \frac{c_{12}}{m_2} \right)} \sin \frac{V_1}{R} t -$$

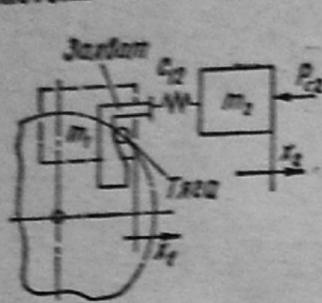
$$- A_2 \frac{c_{12}}{m_2} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - A_1 \frac{c_{12}}{m_2} \times \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t,$$

$$A_1 = \frac{P_{c_2}}{c_{12}};$$

$$A_2 = \left( V_1 - \frac{C_{12}V_1}{m_2 \left( \frac{C_{12}}{m_2} - \left( \frac{V_1}{R} \right)^2 \right)} \right) \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}}$$

--	--	--

2. Система механизма торможения с профильным захватом



I этап:  $\dot{X}_1 = \dot{X}_2 = V_1$

II этап: для случая, когда

$$t_{(II)}^{II} = 0;$$

$$X_{2(II)}^{II} = 0;$$

$$X_{2(II)}^{II} = V_1$$

$$\ddot{X}_1 = \ddot{X}_2 = \frac{V_1}{2t_{(II)}^{II}} - \frac{2R}{(t_{(II)}^{II})^2} = \text{const};$$

$$t_{(II)}^{II} = \frac{2\pi R}{V_1}; \quad X_1 = V_1 t + \frac{c_1}{4t_{(II)}^{II}} t^2 - \frac{R}{(t_{(II)}^{II})^2} t^2.$$

Если жесткость  $C_{12}$  конечна, то

$$X_2 + \frac{C_{12}}{m_2} X_2 = \frac{C_{12}}{m_2} v_1 t + \frac{C_{12}}{m_2} a t^2 - \frac{P_{c2}}{m_2},$$

$$a = \frac{V_1}{4t_{(II)}^{II}} - \frac{R}{(t_{(II)}^{II})^2}.$$

$$X_2 = -\frac{P_{c2}}{C_{12}} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + v_1 t + a t^2 - \frac{P_{c2}}{C_{12}}.$$

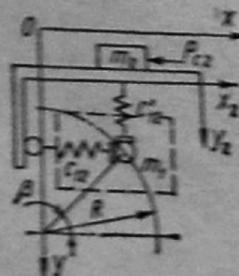
$$X_2 = -\frac{P_{c2}}{m_2} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + a.$$

$$\ddot{X}_{2\text{max}} = \frac{P_{c2}}{m_2} + a \leq |\ddot{X}_2|.$$

49. Аналитическая модель процесса перемещения рабочего органа с грузом в двух плоскостях

№ п.п.	Этапы, уравнения движения	Начальные условия этапов
1		

Условия несмещения грузов на рабочем органе (перемещение в двух плоскостях)



$$\beta = V_1 t / R;$$

$$t_{(II)} = 0;$$

$$X_1 = R \sin (V_1 / R) t;$$

$$Y_1 = R - R \cos (V_1 / R) t;$$

$$m_2 \ddot{X}_2 = c_{12} (X_1 - X_2) - P_{c2};$$

$$m_2 \ddot{Y}_2 = m_2 g - C_{12} (Y_2 - Y_1) - P_{c2}^{13}$$

$$Y_{2(II)} = 0;$$