

А. Н. Полюдов

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНВАРИАНТОВ ПОДОБИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Данная статья развивает исследования кафедры полиграфических машин УПИ им. Ивана Федорова по изысканию рациональных методов уравнивания избыточных работ, возникающих в процессе работы машин-автоматов.* Основные принципы расчета уравнивающих кулачковых механизмов изложены в работе [5].

Ниже изложено развитие этих методов, проведенное автором статьи на базе метода аналитического расчета кулачковых механизмов с использованием кинематических безразмерных коэффициентов (инвариантов подобия). Эти методы получили отражение в работах [3], [4], [6].

1. Постановка вопроса

Задачей данной работы является:

а) выяснение возможности использования одних и тех же кулачков уравнивающих кулачковых механизмов, рассчитанных на определенный режим нагрузок, при иных силовых и скоростных режимах работы;

б) проверка возможности составления таблиц расчетных позиционных инвариантов, облегчающих проектирование уравнивающих кулачковых механизмов в условиях конструкторских отделов машиностроительных заводов.

При использовании нагружателя любого типа (пневматического, пружинного, инерционного) обратимая работа, аккумулируемая или отдаваемая нагружателем является функцией перемещения соответствующего толкателя, а именно:

* Научный руководитель доцент, канд. техн. наук К. В. Тир.

Для пневматического нагружателя, получающего сжатый воздух от ресивера, поглощаемая (или отдаваемая) работа прямо пропорциональна перемещениям:

$$A_{yp} = p_n F s_{yp}, \quad (1)$$

где $p_n = \text{const}$ — давление воздуха на площадь поршня F ;

для пружинного нагружателя работа, поглощаемая им, выражается величиной:

$$A_{yp} = \frac{c(2s_0 + s)s}{2} = c(s_0 + 0,5s)s \quad (2)$$

и т. д. (см. рис. 1).

Если нагрузки могут быть качественно выражены в виде функции положения исполнительного механизма, то избыточные работы также могут быть совершенно точно выражены для каждой позиции в виде функции того же аргумента.

Однако, если качественная зависимость изменения избыточных работ установлена, то, очевидно, и качественный характер изменения уравнивающих работ также является совершенно определенным, а, следовательно, потребуется лишь количественное регулирование нагружателя при сохранении закона качественного изменения уравнивающих работ, определяемого профилем кулачка.

Ввиду сложности обобщенного решения поставленной задачи, ниже рассматриваются некоторые типичные задачи, возникающие при проектировании уравнивающих кулачковых механизмов полиграфических машин.

2. Уравнивание моментов от сил инерции

Рассмотрим частный случай, когда преобладают инерционные нагрузки, и статическими силами, действующими на ведомое звено исполнительного механизма, можно пренебречь. Заданными являются: а) масса ведомого звена (m); б) размах перемещения массы (S); в) продолжительность цикла однозначного перемещения массы (T); г) закон движения ведомой массы.

Кинетическая энергия, накопленная массой (m), с начала цикла периодического движения выражается на каждой позиции величиной:

$$A_n = \frac{m v^2}{2}$$

или, если выразить значение скорости через позиционный инвариант

$$b_k = \frac{v}{ST^{-1}}, \text{ то:}$$

$$A_n = b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} \quad (3)$$

Случай применения пневматического нагружателя

Работа, накопленная пневматическим нагружателем за тот же период, равна:

$$A_{vp} = p_n F s_{yp}, \quad (4)$$

где p_n — давление сжатого воздуха (в кг/см^2) в нагружателе;
 F — площадь поперечного сечения поршня нагружателя (см^2);

s_{yp} — текущее перемещение поршня нагружателя (см).

Условием полного уравнивания исполнительного механизма является равенство кинетической энергии, накапливаемой перемещаемой массой, и работы, отдаваемой при перемещении поршня нагружателя в каждой фазе цикла:

$$A_n = -A_{yp}$$

или

$$b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} = -p_n F s_{yp}. \quad (5)$$

Если профиль кулачка уравнивающего кулачкового механизма при заданных условиях (m_0, S_0, T_0) рассчитан и при некотором постоянном давлении сжатого воздуха в нагружателе (p_0) определены размеры цилиндра и ход поршня (D_{yp}, S_{yp}), то частные перемещения поршня определяются величиной:

$$s_{yp} = -b_k^2 \frac{m_0 S_0^2}{2T_0^2 p_0 F} = -b_k^2 Q, \quad (6)$$

где Q — постоянная для данных условий величина.

Очевидно, профиль кулачка может остаться неизменным при изменении режима работы (T_0) и сохранении прочих параметров исполнительного механизма (закон периодического движения ведомой массы, величины m_0, S_0), а также при сохранении основных метрических параметров уравнивающего механизма (F, S_{yp}) при условии:

$$\frac{m_0 S_0^2}{2T_0^2 p_0 F} = \frac{m_0 S_0^2}{2T_1^2 p_1 F} = Q$$

или

$$\frac{p_1}{p_0} = \left[\frac{T_0}{T_1} \right]^2 \quad \text{и} \quad p_1 = p_0 \left[\frac{T_0}{T_1} \right]^2 = \frac{p_0}{\tau^2}, \quad (7)$$

где

$$\tau = \frac{T_1}{T_0}.$$

Следовательно, независимо от режима работы машины можно сохранить полное уравнивание системы, нагружаемой инерционными силами, путем соответствующего регулирования давления сжатого воздуха в цилиндре пневматического нагружателя в соответствии с (7).

Полный размах поршня нагружателя определяется по формуле (6) величиной:

$$S_{yp} = -B^2 \frac{m_0 S_0^2}{2T_0^2 p_0 F} \quad (8)$$

Текущее значение перемещения поршня можно представить в виде: $s_{yp} = a_{ky} S_{yp}$, где a_{ky} — позиционный инвариант перемещения поршня нагружателя, определяемый формулой (6):

$$a_{ky} = -b_k^2 \frac{m_0 S_0^2}{2T_0^2 p_0 F S_{yp}} \quad (9)$$

Подставив в формулу (9) значение S_{yp} , определяемое формулой (8), найдем:

$$a_{ky} = \frac{b_k^2}{B^2} \quad (10)$$

Зная позиционные инварианты перемещений a_{ky} и размах перемещения поршня S_{yp} , дальнейший расчет ведем по обычной схеме расчета кулачковых механизмов.

В том случае, если ведомое звено совершает неравномерное качательное движение с размахом γ_n , кинетическую энергию, накопленную с начала цикла, можно выразить в виде:

$$A_n = \frac{I_2 \omega_2^2}{2}, \quad (11)$$

где I_2 — приведенный момент инерции ведомых масс; или, выразив угловую скорость ω_2 через соответствующий позиционный инвариант, а момент инерции через приведенную массу $m_{пр.}$ и радиус инерции r , получим:

$$A_n = b_k^2 \frac{\gamma_n^2 m_{пр.} r^2}{2T^2} = -p_n F s_{yp},$$

откуда определяются частные перемещения:

$$s_{yp} = -b_k^2 \frac{\gamma_n^2 m_{пр.} r^2}{2T^2 p_n F} = -b_k^2 Q_1. \quad (12)$$

Случай применения пружинного нагружателя

Вводя в левую часть уравнения для этого случая [см. формулу (2)] коэффициент предварительного натяга $\psi = \frac{S_0}{S_{yp}}$, приводим равенство к виду:

$$c(2\psi S_{yp}^2 + S_{yp}^2) = -B^2 \frac{m S^2}{T^2},$$

из которого определяется размах по абсолютной величине

$$S_{yp} = \sqrt{\frac{B^2 m S^2}{(1+2\psi)c T^2}} = \frac{B}{T} \sqrt{\frac{m}{(1+2\psi)c}} S. \quad (13)$$

Для определения текущих позиционных инвариантов перемещений конца пружины подставим вместо $s_{yp} = a_{ky} S_{yp}$ и после незначительных преобразований найдем:

$$a_{ky}^2 c S_{yp}^2 - 2a_{ky} S_{yp}^2 c (\psi + 1) = -b_k^2 \frac{m S^2}{T^2},$$

поделив левую и правую части этого уравнения на $c S_{yp}^2$, найдем:

$$a_{ky}^2 - 2a_{ky} (1 + \psi) + b_k^2 \frac{m S^2}{c T^2 S_{yp}^2} = 0,$$

а с учетом (13):

$$a_{ky}^2 - 2a_{ky} (1 + \psi) + \frac{b_k^2}{B^2} (1 + 2\psi) = 0. \quad (14)$$

Решая квадратное уравнение (14) относительно a_{ky} , найдем:

$$a_{ky} = 1 + \psi - \sqrt{(1 + \psi)^2 - \left(\frac{b_k}{B}\right)^2 (1 + 2\psi)}. \quad (15)$$

При качательном движении ведомого звена исполнительного механизма вместо линейного размаха S следует ввести дуговое перемещение: $S = \gamma_{\Sigma} \cdot r$, где r — радиус приведения массы m ; γ_{Σ} — ее полный угловой размах; текущие угловые перемещения $\gamma = a_{ky} \gamma_{\Sigma}$.

Из приведенных выше уравнений видно, что при изменении режима работы исполнительного механизма (T) для полного уравнивания необходимо изменить коэффициент жесткости пружины (c), что может быть достигнуто только сменой пружины. Уравнивать исполнительный механизм, при

изменении режима работы, варьированием предварительного натяжения пружины невозможно, так как изменение предварительного натяжения пружины требует изменения закона движения конца пружины (15).

3. Уравновешивание избыточной работы пружин, рессор и т. п.

Заданными являются: а) закон движения ведомого звена $s = a_k \cdot S$; б) коэффициент жесткости пружины $c = \frac{P_i}{s}$; в) коэффициент предварительного нагружения $\psi = \frac{S_0}{S}$, где S — размах перемещения ведомого звена.

Работа, затрачиваемая на перемещение ведомого звена, накопленная с начала цикла, равна (рис. 1)

$$A_n = P_0 s + \frac{s^2 c}{2},$$

где P_0 — величина предварительного нагружения;

s — текущее перемещение ведомого звена.

Или, подставив выражение предварительного натяга, получим:

$$A_n = \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2}. \quad (16)$$

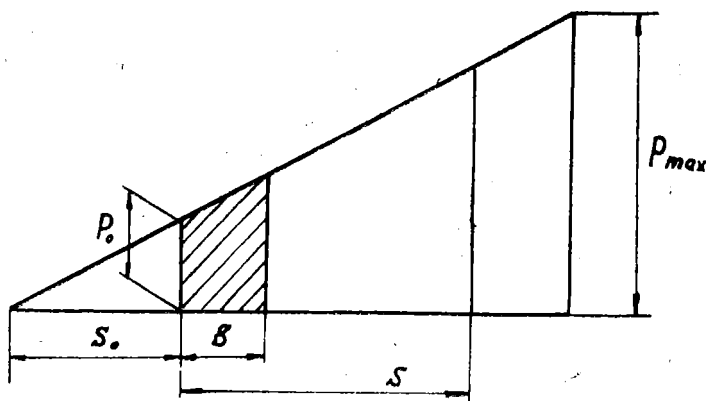


Рис. 1.

Работа пневматического уравновешивающего механизма, накопленная с начала цикла, равна:

$$A_{sp} = p F s_{sp}.$$

Приравнивая работы исполнительного механизма и работу уравнивающего механизма, получим:

$$-p F s_{yp} = \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2}. \quad (17)$$

Отсюда определяется величина размаха перемещения поршня при $a_k = 1$:

$$S_{yp} = -\frac{2\psi S^2 c + S^2 c}{2p F} = -\frac{S^2 c(2\psi + 1)}{2p F}. \quad (18)$$

Заменяя текущее перемещение поршня пневматического нагружателя в выражении (17) на $s_{yp} = a_{ky} S_{yp}$, получим

$$-p F a_{ky} S_{yp} = \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2};$$

откуда определяем безразмерные позиционные коэффициенты перемещений поршня пневматического нагружателя:

$$a_{ky} = -\frac{2\psi a_k + a_k^2}{2\psi + 1}. \quad (19)$$

Анализируя равенства (17), (18), (19), можно сделать вывод, что при условии сохранения величины ψ и при изменении режима работы ($T_1 \neq T$) достигнутое ранее уравнивание сохраняется; при изменении размаха (S) или жесткости пружины (c) полное уравнивание можно достичь за счет изменения величины давления в цилиндре пневматического нагружателя. При изменении величины коэффициента предварительного нагружения (ψ) закон движения поршня (19) изменяется, т. е. практически необходимо изменять и профиль кулачка.

В случае использования пружинного нагружателя уравнивающего кулачкового механизма работа исполнительного механизма, накопленная с начала цикла, равна (16)

$$A_n = \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2},$$

а работа уравнивающего механизма равна (см. рис. 2).

$$A_{yp} = \frac{c'(2S_0 + 2S_{yp} - s_{yp}) s_{yp}}{2}.$$

Приравнявая в каждой фазе цикла работу исполнительного и уравнивающего механизма, получим следующее равенство:

$$\frac{c'(2S_0 + 2S_{yp} - s_{yp}) s_{yp}}{2} = \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2}.$$

Наибольшее значение работа уравнивающего механизма имеет в той фазе цикла, где $a_k = 1$. Исходя из этого, можно определить наибольший размах конца пружины нагружателя:

$$c'(2S_0 + 2S_{yp} - S_{yp}) S_{yp} = 2\psi S^2 c + S^2 c;$$

заменяя $S_0 = \psi' S_{yp}$, определяем значение S_{yp} (по абсолютной величине)

$$S_{yp} = \sqrt{\frac{(2\psi + 1)c}{(2\psi' + 1)c'}} S. \quad (20)$$

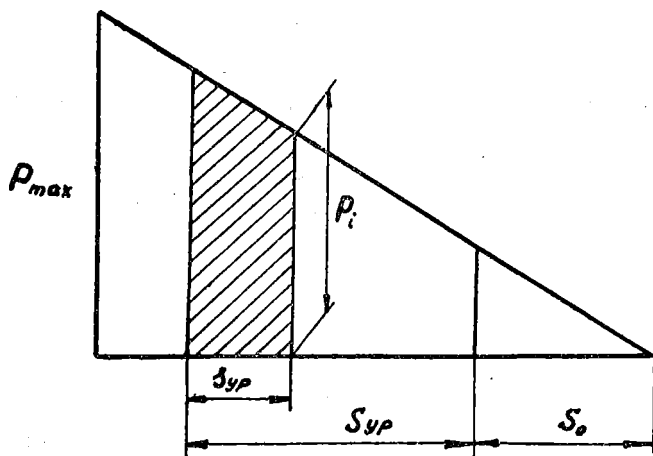


Рис. 2.

Заменяя s_{yp} произведением размаха конца пружины нагружателя S_{yp} и безразмерного позиционного коэффициента перемещения $a_{кy}$ и произведя некоторые преобразования, найдем:

$$a_{кy} = \psi' + 1 - \sqrt{(\psi' + 1)^2 - (2\psi a_k + a_k^2)} \frac{2\psi' + 1}{2\psi + 1}. \quad (21)$$

Анализ уравнений (19), (20) показывает, что при изменении режима работы (T), уравнивание сохраняется в случае сохранения величины ψ .

4. Уравновешивание избыточной работы от сил инерции и сил пружин

При удалении ведомого звена исполнительного механизма суммарная работа затрачивается на преодоление силы пружины и на сообщение кинетической энергии ведомым массам. Эта работа равна [(3) и (16)]:

$$A_n = b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2}. \quad (22)$$

Работа пневматического нагружателя уравновешивающего механизма равна:

$$A_{yp} = p F s_{yp}.$$

Следовательно, можно исходить из равенства:

$$b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2} = -p F s_{yp}.$$

Очевидно, что $s_{yp} = S_{yp}$ в том случае, когда левая часть приведенного равенства в определенной фазе цикла приобретает наибольшую величину:

$$\left[b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2} \right]_{\max} = -p F S_{yp}$$

откуда:

$$S_{yp} = - \frac{\left[b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2} \right]_{\max}}{p F}. \quad (23)$$

Заменяя s_{yp} на $S_{yp} = a_{ky} S_{yp}$ и произведя соответствующие преобразования, получим выражения для безразмерных позиционных коэффициентов перемещения поршня пневматического нагружателя:

$$a_{ky} = \frac{b_k^2 m + 2\psi a_k c T^2 + a_k^2 c T^2}{[b_k^2 m + 2\psi a_k c T^2 + a_k^2 c T^2]_{\max}}. \quad (24)$$

Поделив числитель и знаменатель (24) на m , получим:

$$a_{ky} = \frac{b_k^2 + 2\psi a_k p_0 + a_k^2 p_0}{[b_k^2 + 2\psi a_k p_0 + a_k^2 p_0]_{\max}}, \quad (25)$$

где

$$p_0 = \frac{c T^2}{m}.$$

Для удобства расчетов преобразуем (25) к виду:

$$a_{ky} = P_1 a_{ky1} + P_2 a_{ky2}, \quad (26)$$

где a_{ky1} — безразмерный позиционный коэффициент перемещения поршня пневматического нагружателя при уравнивании сил инерции;

a_{ky2} — безразмерный позиционный коэффициент перемещения поршня пневматического нагружателя при уравнивании статических сил, линейно связанных с перемещением.

$$P_1 = \frac{B^2}{[b^2_k + 2\psi a_k p_0 + a^2_k p_0]_{\max}}$$

$$\text{и } P_2 = \frac{p_0(2\psi + 1)}{[b^2_k + 2\psi a_k p_0 + a^2_k p_0]_{\max}}$$

Из анализа равенств (23), (24) и (25) следует, что при изменении режима работы исполнительного механизма нельзя достичь полного уравнивания избыточных работ с помощью имеющегося профиля кулачка нагружателя.

При наличии уравнивающего механизма с пружинным нагружателем, согласно (16), его работа равна:

$$A_{yp} = \frac{c'(2S_0 + 2S_{yp} - s_{yp}) s_{yp}}{2}.$$

Приравнявая работы (16) и (22), получим:

$$b^2_k \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a^2_k S^2 c}{2} = \frac{c'(2S_0 + 2S_{yp} - s_{yp}) s_{yp}}{2}.$$

Наибольшее значение, при заданных условиях работы, правая часть уравнения приобретает тогда, когда левая часть уравнения в определенной фазе цикла достигает наибольшей величины.

Исходя из этого условия, определяем наибольший размах конца пружины нагружателя S_{yp} (по абсолютной величине):

$$S_{yp} = \sqrt{\frac{\left[b^2_k \frac{m S^2}{T^2} + 2\psi a_k S^2 c + a^2_k S^2 c \right]_{\max}}{(2\psi' - 1)c'}} \quad (27)$$

Заменяя s_{yp} на $s_{yp} = a_{ky} S_{yp}$, получим

$$b_k^2 \frac{m S^2}{2T^2} + \psi a_k S^2 c + \frac{a_k^2 S^2 c}{2} =$$

$$= a_{ky} c' \psi' S_{yp}^2 + a_{ky} c' S_{yp}^2 - \frac{a_{ky}^2 c' S_{yp}^2}{2}.$$

Решая это уравнение относительно a_{ky} , найдем:

$$a_{ky} = 1 + \psi' - \sqrt{(1 + \psi')^2 + \frac{(b_k^2 + 2p_0 \psi a_k)(2\psi' + 1)}{[b_k^2 + 2p_0 \psi a_k c_0 + p_0 a_k^2 c_0]_{\max}}},$$

где, как и ранее: $p_0 = \frac{c T^2}{m}$ и $c_0 = \frac{c}{c'}$.

Очевидно, что при изменении режима работы исполнительного механизма достичь полного уравнивания с помощью имеющегося профиля кулачка невозможно.

На основании изложенного следует сделать следующие выводы:

1. При расчете уравнивающих кулачковых механизмов возможно применить метод инвариантов подобия, что позволит повысить точность и упростить методику расчета.

2. При уравнивании только сил инерции, независимо от изменения режимов работы машины, возможно достичь полного уравнивания избыточных работ исполнительных механизмов, соответственно изменяя давление сжатого воздуха в цилиндре пневматического нагружателя.

3. В случае уравнивания избыточных работ от силы пружин при изменении режима работы машины полное уравнивание сохраняется.

4. В случае одновременного уравнивания избыточных работ от сил инерции и сил пружин при изменении режима работы машины полное уравнивание при имеющемся профиле кулачка уравнивающего механизма недостижимо.

Для практического использования сделанных выводов нами подсчитаны инварианты перемещений нагружателей при уравнивании избыточных работ от сил инерции и сил пружин для наиболее часто встречающихся законов движения: диаграмма ускорений косинусоида — «К», диаграмма ускорений синусоида — «С₀» и диаграмма ускорений трапеция, сопряженная с вогнутой параболой степени 1,5 — «0317 (1,5)».

Продолжительность каждого цикла разделена на 60 позиций, начиная с 0.

Для подсчета перемещения s_{yp} на каждой позиции необходимо инвариант a_{ky} помножить на величину размаха S_{yp} , т. е.

$$s_{yp} = a_{ky} S_{yp}.$$

Таблица 1.

Позиционные безразмерные коэффициенты перемещения поршня
пневматического нагружателя при уравнивании сил инерции

z	Законы периодического движения толкателя			z	Законы периодического движения толкателя		
	K	C ₀	0317(1,5)		K	C ₀	0317(1,5)
0	0,0000	0,0000	0,0000	16	0,5652	0,3050	0,6171
1	0,0011	0,00005	0,0012	17	0,6030	0,3648	0,6722
2	0,0062	0,0002	0,0050	18	0,6540	0,4337	0,7353
3	0,0245	0,0006	0,0131	19	0,7017	0,4949	0,7760
4	0,0433	0,0018	0,0286	20	0,7483	0,5625	0,8212
5	0,0670	0,0044	0,0501	21	0,7947	0,6293	0,8639
6	0,0952	0,0091	0,0776	22	0,8343	0,6963	0,8927
7	0,1284	0,0165	0,1109	23	0,8707	0,7595	0,9137
8	0,1654	0,0273	0,1503	24	0,9043	0,8181	0,9510
9	0,2059	0,0424	0,1959	25	0,9326	0,8704	0,9611
10	0,2500	0,0625	0,2470	26	0,9559	0,9158	0,9736
11	0,2961	0,0879	0,3044	27	0,9747	0,9516	0,9911
12	0,3444	0,1193	0,3678	28	0,9885	0,9776	0,9937
13	0,3955	0,1568	0,4369	29	0,9974	0,9950	0,9962
14	0,4467	0,2002	0,4941	30	1,0000	1,0000	1,0000
15	0,5000	0,2500	0,5634				

Таблица 2.

Позиционные безразмерные коэффициенты перемещения конца
пружины пружинного нагружателя при уравнивании сил инерции.

Коэффициент предварительного нагружения пружины $\psi = \frac{S_0}{S_{\text{пр}}}$ равен 0,1

z	K	C ₀	0317(1,5)	z	K	C ₀	0317(1,5)
0	0,0000	0,0000	0,0000	16	0,7306	0,5083	0,7660
1	0,0095	0,0003	0,0095	17	0,7544	0,5708	0,8000
2	0,0503	0,0012	0,0332	18	0,7831	0,6280	0,8434
3	0,0984	0,0034	0,0603	19	0,8219	0,6746	0,8695
4	0,1487	0,0104	0,1105	20	0,8486	0,7246	0,8949
5	0,2008	0,0241	0,1647	21	0,8798	0,7718	0,9198
6	0,2464	0,0445	0,2162	22	0,9049	0,8165	0,9392
7	0,3000	0,0726	0,2742	23	0,9247	0,8592	0,9488
8	0,3583	0,1069	0,3358	24	0,9410	0,8499	0,9723
9	0,4099	0,1468	0,3899	25	0,9583	0,9247	0,9770
10	0,4568	0,1915	0,4477	26	0,9724	0,9536	0,9819
11	0,5000	0,2464	0,5083	27	0,9816	0,9724	0,9908
12	0,5480	0,2873	0,5708	28	0,9908	0,9863	0,9954
13	0,5928	0,3721	0,6280	29	0,9954	0,9954	0,9985
14	0,6348	0,4000	0,6746	30	1,0000	1,0000	1,0000
15	0,6810	0,4568	0,7246				

Таблица 3.

Позиционные безразмерные коэффициенты перемещения поршня пневматического нагружателя при уравнивании статических сил, связанных с перемещением линейной зависимостью. Коэффициент предварительного нагружения статическими силами $\psi = \frac{S_0}{S_1}$ равен 0,1

z	K	C_0	0317(1,5)	z	K	C_0	0317(1,5)
0	0,0000	0,0000	0,0000	31	0,3280	0,3285	0,3170
1	0,0003	0,00005	0,0001	32	0,3528	0,3620	0,3452
2	0,0007	0,0001	0,0004	33	0,3750	0,3988	0,3724
3	0,0012	0,0003	0,0007	34	0,4053	0,4300	0,4005
4	0,0020	0,0005	0,0012	35	0,4315	0,4745	0,4325
5	0,0031	0,0007	0,0021	36	0,4510	0,5166	0,4654
6	0,0046	0,0011	0,0033	37	0,4858	0,5500	0,4963
7	0,0064	0,0017	0,0048	38	0,5218	0,5902	0,5275
8	0,0087	0,0026	0,0070	39	0,5490	0,6355	0,5626
9	0,0111	0,0039	0,0095	40	0,5929	0,6692	0,5934
10	0,0147	0,0054	0,0125	41	0,6025	0,7095	0,6291
11	0,0187	0,0074	0,0163	42	0,6325	0,7453	0,6627
12	0,0235	0,0100	0,0208	43	0,6892	0,7712	0,6950
13	0,0289	0,0131	0,0260	44	0,7181	0,8105	0,7295
14	0,0350	0,0171	0,0322	45	0,7402	0,8400	0,7598
15	0,0422	0,0219	0,0394	46	0,7773	0,8705	0,7900
16	0,0502	0,0277	0,0477	47	0,8034	0,8983	0,8162
17	0,0585	0,0347	0,0596	48	0,8317	0,9191	0,8474
18	0,0696	0,0430	0,0678	49	0,8566	0,9342	0,8699
19	0,0820	0,0529	0,0797	50	0,8800	0,9485	0,8934
20	0,0937	0,0644	0,0915	51	0,9015	0,9610	0,9165
21	0,1075	0,0775	0,1070	52	0,9216	0,9712	0,9346
22	0,1223	0,0921	0,1225	53	0,9400	0,9806	0,9524
23	0,1391	0,0970	0,1393	54	0,9541	0,9889	0,9663
24	0,1570	0,1375	0,1375	55	0,9683	0,9930	0,9800
25	0,1760	0,1508	0,1762	56	0,9800	0,9962	0,9925
26	0,1966	0,1828	0,1972	57	0,9875	0,9980	0,9975
27	0,2185	0,2000	0,2191	58	0,9941	0,9985	0,9987
28	0,2415	0,2288	0,2421	59	0,9975	0,9990	0,9995
29	0,2658	0,2591	0,2663	60	1,0000	1,0000	1,0000
30	0,2916	0,2916	0,2916				

Таблица 4.

Позиционные безразмерные коэффициенты перемещения конца пружинного нагрузителя при уравнивании статических сил, связанных с перемещениями линейной зависимостью. Коэффициент предварительного нагружения статическими силами $\psi = \frac{S_n}{S}$ равен 0,1. Коэффициент предвари-

тельного натяга пружины нагрузителя $\psi = \frac{S_n}{S_{\text{ср}}}$ равен 0,1.

z	K	C_0	0317(1,5)	z	K	C_0	0317(1,5)
0	0,0000	0,0000	0,0000	31	0,5255	0,5343	0,5255
1	0,0011	0,0002	0,0004	32	0,5523	0,5708	0,5523
2	0,0041	0,0004	0,0013	33	0,5804	0,6000	0,5804
3	0,0082	0,0007	0,0030	34	0,6101	0,6204	0,6101
4	0,0130	0,0015	0,0063	35	0,6304	0,6641	0,6417
5	0,0178	0,0039	0,0118	36	0,6641	0,6877	0,6538
6	0,0245	0,0063	0,0183	37	0,6877	0,7536	0,6877
7	0,0330	0,0100	0,0257	38	0,7127	0,7683	0,7127
8	0,0428	0,0149	0,0356	39	0,7394	0,7838	0,7393
9	0,0526	0,0212	0,0463	40	0,7536	0,8047	0,7536
10	0,0664	0,0285	0,0584	41	0,7683	0,8289	0,7838
11	0,0803	0,0375	0,0720	42	0,7841	0,8518	0,7977
12	0,0954	0,0483	0,0871	43	0,8161	0,8726	0,8141
13	0,1114	0,0606	0,1032	44	0,8349	0,8918	0,8406
14	0,1283	0,0749	0,1205	45	0,8538	0,9095	0,8606
15	0,1462	0,0905	0,1394	46	0,8717	0,9251	0,8794
16	0,1651	0,1081	0,1594	47	0,8886	0,9394	0,8968
17	0,1839	0,1274	0,1857	48	0,9046	0,9517	0,9129
18	0,2159	0,1482	0,2023	49	0,9197	0,9625	0,9280
19	0,2317	0,1711	0,2162	50	0,9336	0,9715	0,9416
20	0,2464	0,1963	0,2464	51	0,9474	0,9788	0,9537
21	0,2601	0,2162	0,2606	52	0,9572	0,9851	0,9644
22	0,2873	0,2317	0,2873	53	0,9670	0,9900	0,9743
23	0,3123	0,2464	0,3123	54	0,9755	0,9937	0,9817
24	0,3359	0,3123	0,3462	55	0,9822	0,9961	0,9882
25	0,3696	0,3359	0,3583	56	0,9870	0,9985	0,9937
26	0,3899	0,3796	0,3899	57	0,9918	0,9993	0,9960
27	0,4195	0,4000	0,4196	58	0,9959	0,9996	0,9987
28	0,4477	0,4292	0,4477	59	0,9989	0,9998	0,9996
29	0,4745	0,4657	0,4745	60	1,0000	1,0000	1,0000
30	0,5000	0,5000	0,5000				