

РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ ЗОНЫ И ЗАПАСА УСТОЙЧИВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ ПОЛЗУНА ПРЕССА В НАПРАВЛЯЮЩИХ

Гурвич Ю.А., Бойко Б.С., Макаревич А.П.

In this article the design procedure of size of a zone and a stock of steady sliding punch of press in the directing which is based on preconditions of calculations of the parameters of the elementary mechanic-mathematical model "plug-shaft".

Вопрос о скольжении одного тела по другому является исключительно важным для техники. Действительно, если заклинит ползун прессы в его направляющих, ползун кулачкового или кривошипно-ползунного механизма, пуансон в матрице, втулку на валу, поршень в цилиндре, подвижную шестерню на валу и т.д., то выйдут из строя целые механизмы, что неминуемо приведёт к катастрофе. Поэтому задача определения значений параметров пар скольжения («ползун-направляющие», «поршень-цилиндр», «втулка-вал» и т.д.), а также величины зоны и запаса скольжения, в которых обеспечивается гарантированное скольжение одного тела по другому, является актуальной.

Однако в литературе (в том числе в [1-8]) отсутствуют методики расчёта величины зоны и запаса гарантированного скольжения в парах скольжения на стадии их проектирования, что заставляет конструкторов параметры пар скольжения на практике определять путём многочисленных и трудоёмких экспериментальных исследований.

В данной работе сделана попытка разработать методику расчёта значений параметров, величины зоны и запаса гарантированного скольжения различных пар скольжения, в частности, пары скольжения: «ползун-направляющие». Эта методика подходит как для «медленных» прессов, ползун которых движется с маленькой величиной ускорения – статика, так и для «быстрых» прессов (штамповочные и чеканные прессы, ползун которых движется с большим ускорением – динамика). При этом в качестве основы для расчётов параметров различных пар скольжения использована простейшая механико-математическая модель скольжения втулки по валу.

Постановка задачи.

Рассмотрим равновесие невесомой втулки шириной b , жестко скрепленной с невесомым рычагом, к которому на расстоянии L_0 приложена сила P (рис.1). Конструкция позволяет перемещать силу P вдоль рычага. Коэффициент трения между втулкой и валом f . Требуется найти зависимость между параметрами пары скольжения «втулка-вал»: L_0 , b , f , P .

Составим три линейно независимых уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил, приложенной к паре скольжения – «втулка-вал»:

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; & -N_A + N_B &= 0; \\ \sum Y &= 0; & F_A + F_B - P &= 0 \\ \sum m_A &= 0; & F_B \cdot d + N_B \cdot b - P(L_0 + d/2) &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Решая уравнения равновесия (1), получим: } L_0 = \frac{b}{2f}. \quad (2)$$

Знак равенства в (2) соответствует состоянию предельного равновесия втулки на валу или – границе устойчивости-неустойчивости равновесия втулки на валу (или скольжения втулки по валу). Малейшее изменение значения любого из параметров (2) может привести к заклиниванию втулки на валу или, наоборот, к скольжению ее по валу.

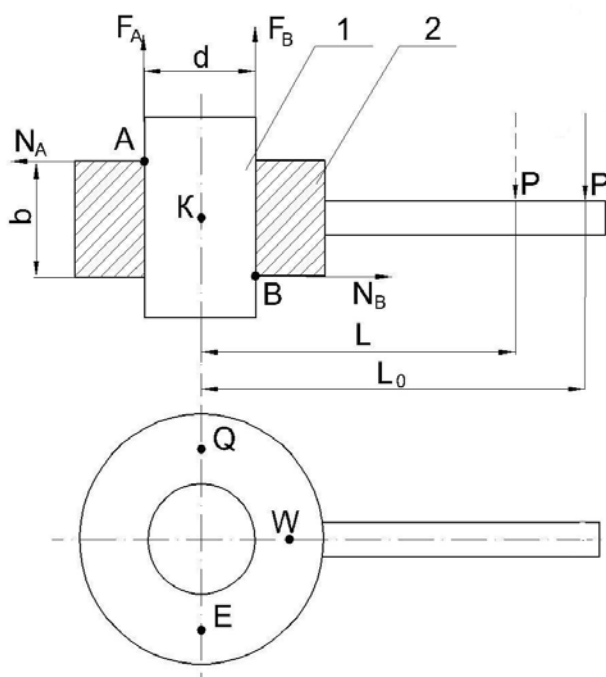


Рис. 1 Пара скольжения – «втулка – вал»: 1 – вал; 2 – невесомая втулка, которая жестко скреплена с невесомым рычагом

Если увеличить параметр L – расстояние от оси втулки до новой точки приложения силы P к рычагу так, что $L > L_0$, то момент силы P относительно точки A также увеличится. Это приведёт к заклиниванию втулки. Следовательно, условием гарантированного заклинивания втулки на валу является неравенство:

$$L > \frac{b}{2f}.$$

При уменьшении параметра L новая точка приложения силы P будет смещаться от границы устойчивости – неустойчивости сначала к точке W , а затем к точкам Q и E (см. рис.1). При этом лёгкость скольжения втулки увеличится и достигнет своего максимума в точках Q и E . Следовательно, условием гарантированного скольжения втулки по валу является неравенство:

ство:
$$L < \frac{b}{2f}. \quad (3)$$

Неравенство (3) и есть то необходимое условие скольжения втулки по валу. Однако это условие не является достаточным. Для определения условия достаточности проведём исследование неравенства, изменяя значения параметров. Поочерёдно давая приращение величине каждого из параметров, проследим изменение величины левой и правой частей неравенства (3), а также и изменение величины запаса устойчивого скольжения.

Исследование условий достаточности выполним двумя способами (рис. 2).

1) При первом способе сила P в случаях $A, Б, В, Г$ прикладывается в одном и том же месте рычага $L = \text{const}$, изменяются только параметры системы b, f .

2) При втором способе (случаи $Д, Е$) параметры системы b, f – постоянны, изменяется только расстояние L .

Величина запаса гарантированного скольжения W имеет вид:

$$W = \frac{L_0 - L}{L_0} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Рассмотрим первый способ исследования достаточных условий.

А) Втулке шириной b дадим приращение $+\Delta b$, получим:

$$L_1 < (b+\Delta b)/2f \Rightarrow L_1 < (b/2f) + (\Delta b/2f).$$

Зона скольжения увеличивается на $\Delta b/2f$, за счёт смещения границы скольжения вправо, которой соответствует $L_1 = (b/2f) + (\Delta b/2f)$. Запас скольжения увеличивается.

Б) Втулке шириной b дадим приращение $-\Delta b$, получим:

$$L_2 < (b - \Delta b)/2f \Rightarrow L_2 < (b/2f) - (\Delta b/2f).$$

Зона скольжения уменьшается на $\Delta b/2f$, за счёт смещения границы скольжения влево, которой соответствует $L_2 = (b/2f) - (\Delta b/2f)$. Запас скольжения уменьшается.

В) Коэффициенту трения f дадим приращение $+\Delta f$.

При этом начальное положение, соответствует границе устойчивости-неустойчивости скольжения $b/2f$, а конечное положение – новой границе скольжения $b/2(f + \Delta f)$.

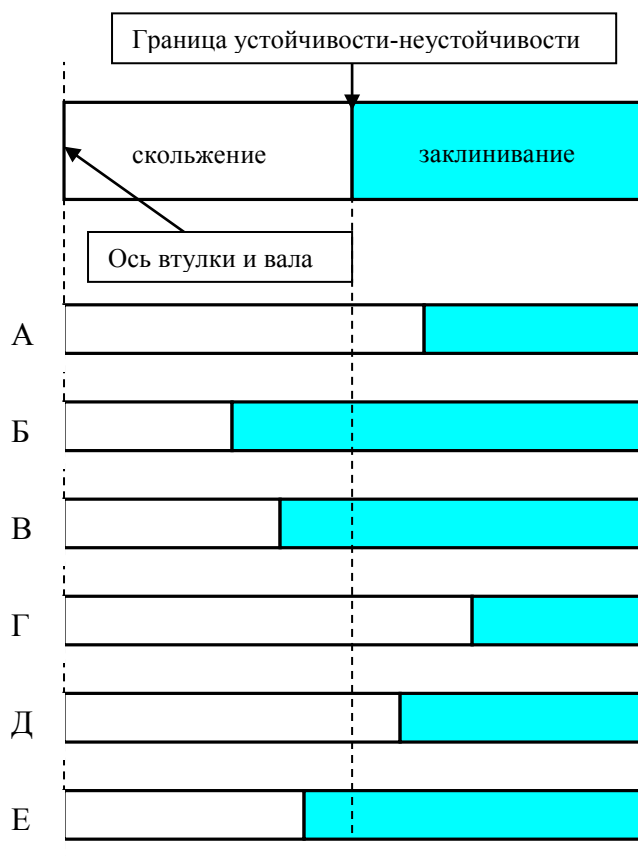


Рис. 2 Качественный анализ размеров зон устойчивости: при первом способе – случаи А, Б, В, Г; при втором способе – случаи Д, Е

Так как все параметры положительные, то разность между конечным и начальным положением – отрицательная:

$$\frac{b}{2(f + \Delta f)} - \frac{b}{2f} = -\frac{b\Delta f}{2f(f + \Delta f)}.$$

Поэтому зона скольжения уменьшится на $b\Delta f/2f(f + \Delta f)$. Соответственно уменьшится и запас гарантированного скольжения.

Г) Рассмотрим разность конечного и начального положений при приращении $-\Delta f$.

$$\frac{b}{2(f - \Delta f)} - \frac{b}{2f} = \frac{b\Delta f}{2f(f - \Delta f)}.$$

Так как все параметры положительные, то разность между конечным и начальным положениями – положительная, т.е. зона скольжения увеличится на $b\Delta f/2f(f - \Delta f)$. Соответственно увеличится и запас гарантированного скольжения.

Рассмотрим второй способ исследования достаточных условий.

Д) Расстоянию L от оси втулки до новой точки приложения силы P (которая на рис. 1 изображена штриховой линией) дадим приращение $-\Delta L$, получим

$$L - \Delta L < b/2f.$$

В этом случае разность $L_0 - L$ увеличится. Следовательно, увеличится и величина запаса скольжения.

При $L < b/2f + \Delta L$ (сила P не сдвигается со своего прежнего места) граница скольжения сдвинется вправо, что говорит об увеличении величины зоны и запаса гарантированного скольжения.

Е) Расстоянию от оси втулки до точки приложения силы P дадим приращение $+\Delta L$, получим $L + \Delta L < b/2f$ (по аналогии с пунктом Д)).

Таблица 1

Варьируемые параметры	Исходные данные			Результаты расчёта	
	b, см	f	L, см	L ₀ , см	W, %
b, f, L	10	0.2	10	25	60
b+Δb, f, L	15	0.2	10	37.5	73.3
b-Δb, f, L	5	0.2	10	12.5	20
b, f+Δf, L	10	0.3	10	16.7	40.1
b, f-Δf, L	10	0.1	10	50	80
b, f, L+ΔL	10	0.2	12	25	52
b, f, L-ΔL	10	0.2	8	25	68

При этом разность $L_0 - L$ уменьшится, поэтому уменьшится и величина запаса скольжения.

При $L < b/2f - \Delta L$ граница скольжения сдвинется влево. Поэтому уменьшится размер зоны и величина запаса гарантированного скольжения.

Примеры расчёта величины зоны и запаса гарантированного скольжения в функции значений параметров системы «втулка-вал» f, b, L приведены в таблице 1.

Изначально примем, что $f = 0.2, b = 10 \text{ см}, L = 10 \text{ см}$.

Если $L > L_0$, то величина запаса скольжения станет отрицательной, что соответствует заклиниванию втулки на валу.

Для определения условий равнопеременного скольжения втулки массой m по валу в динамике используем принцип Даламбера.

В результате получим: для ускоренного движения:

$$L_{01} = \frac{b}{2f} \left(1 - \frac{ma}{P} \right);$$

для замедленного

$$L_{02} = \frac{b}{2f} \left(1 + \frac{ma}{P} \right),$$

где L_{01}, L_{02} соответствуют по смыслу величине L_0 .

Условия скольжения втулки по валу в случае ускоренного и замедленного движений имеют вид:

$$L_{11} < \frac{b}{2f} \left(1 - \frac{ma}{P} \right); \quad (5)$$

$$L_{22} < \frac{b}{2f} \left(1 + \frac{ma}{P} \right), \quad (6)$$

где значения параметров L_{11} и L_{22} соответствуют по смыслу величине L .

Анализ формул (5) и (6) выполним для следующих случаев:

- $a = 0$, тогда $L_{11} = L_{22} = L$, причём $L < b/2f$.
- $a \neq 0$, но $P \gg ma$.

При ускоренном движении втулки по валу граница скольжения сместится влево, зона и запас гарантированного скольжения уменьшатся. В случае замедленного движения втулки по валу все наоборот – граница скольжения сместится вправо, зона и запас гарантированного скольжения увеличатся.

Проектирование втулки и вала в динамике необходимо осуществлять по формуле (5), т.е. по наиболее опасному варианту, когда зона и запас гарантированного скольжения уменьшаются.

Теперь рассмотрим решение задачи о скольжении ползуна прессы в направляющих.

Постановка задачи.

К ползуну прессы в форме параллелепипеда весом P и шириной b через невесомую консоль на расстоянии C_0 и L_0 приложена сила Q , которую можно перемещать по консоли. Коэффициент трения между ползунком и направляющими f (все остальные размеры показаны на рис.3). Требуется найти зависимость между параметрами пары скольжения «ползун-направляющие»: $b, d, f, h, P, Q, C_0, L_0$.

Составим шесть линейно независимых уравнения равновесия для пространственной произвольной системы сил, приложенной к паре скольжения – «ползун-направляющие»:

$$\begin{aligned} \sum X = 0: & \quad X_N + X_M = 0; & \quad X_N = X_M; \\ \sum Y = 0: & \quad Y_N - Y_M = 0; & \quad Y_N = Y_M; \\ \sum Z = 0: & \quad P - Q + F_M + F_N = 0; & \quad F_M + F_N = P + Q; \\ \sum m_X = 0: & \quad F_N \cdot \frac{b}{2} - F_M \cdot \frac{b}{2} + Q \cdot C_0 - Y_M \cdot \frac{h}{2} - Y_N \cdot \frac{h}{2} = 0; & \quad (7) \\ \sum m_Y = 0: & \quad -X_N \cdot \frac{h}{2} - X_M \cdot \frac{h}{2} + Q \cdot L_0 + F_N \cdot \frac{d}{2} - F_M \cdot \frac{d}{2} = 0; \\ \sum m_Z = 0: & \quad X_N \cdot \frac{b}{2} + X_M \cdot \frac{b}{2} - Y_M \cdot \frac{d}{2} - Y_N \cdot \frac{d}{2} = 0, \end{aligned}$$

где F_M, F_N – соответственно, силы трения в точках M и N .

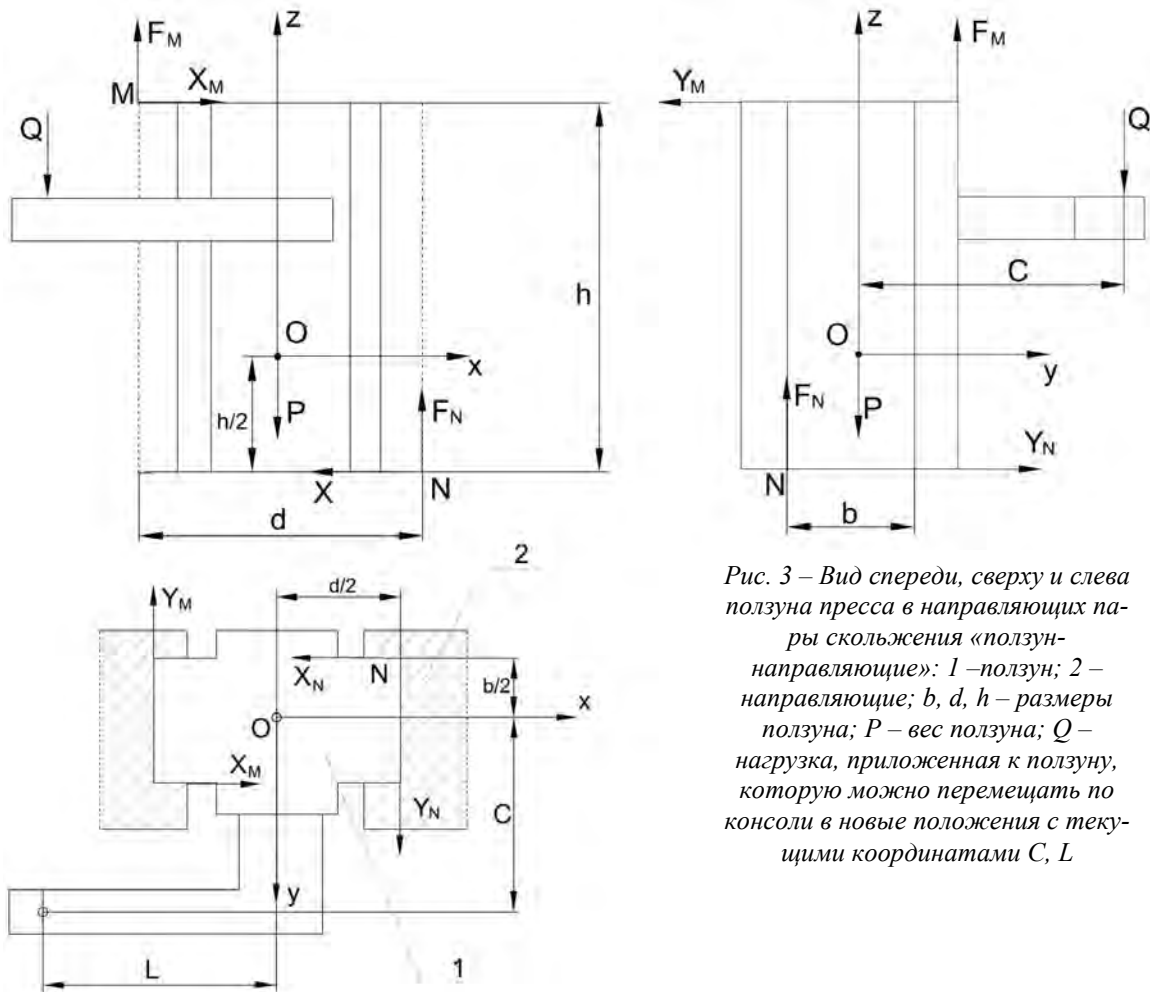


Рис. 3 – Вид спереди, сверху и слева ползуна прессы в направляющих пары скольжения «ползун-направляющие»: 1 – ползун; 2 – направляющие; b, d, h – размеры ползуна; P – вес ползуна; Q – нагрузка, приложенная к ползуну, которую можно перемещать по консоли в новые положения с текущими координатами C, L

Решая уравнения равновесия (7), получим

$$C_0 = \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) \cdot [h + 0,5(f_M - f_N) \cdot (b + d)]}{(f_N + f_M) \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)},$$

$$L_0 = \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) \cdot [h + 0,5(f_M - f_N) \cdot (b + d)]}{(f_N + f_M) \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)},$$
(8)

где f_N и f_M коэффициенты трения в точках **N** и **M**; C_0 , L_0 – параметры, соответствующие предельному состоянию равновесия или границе устойчивости-неустойчивости ползуна (по аналогии со скольжением втулки по валу).

В случае $f_N = f_M = f$ формулы (8) принимают вид:

$$C_0 = \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)}, \quad L_0 = \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)},$$
(9)

Малейшее изменение значения любого из параметров (9) может привести к заклиниванию или к скольжению ползуна.

Условия заклинивания ползуна прессы в направляющих имеют вид:

$$C \geq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)}, \quad L \geq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)}.$$
(10)

Условия скольжения ползуна прессы в направляющих имеют вид:

$$C \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)}, \quad L \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)}.$$
(11)

Проанализируем влияние значений каждого из параметров **b**, **d**, **h**, **f**, **P**, **Q**, **C**, **L** на величину зоны и запаса скольжения ползуна в направляющих.

1) Определим вид зависимости между параметрами **b**, **d** и C_0 , L_0 .

Из (9) следует, что: $C_0 = \frac{b}{d} \cdot L_0$. (12)

2) Исследуем зависимость **h** от **b**, **d**, **f**, **P**, **Q**, C_0 , L_0 . Для этого разделим каждое из неравенств (11) на их левые части, получим:

$$1 \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(C_0 + C_0 \frac{d}{b}\right)}, \quad 1 \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot \left(L_0 + L_0 \frac{b}{d}\right)}.$$
(13)

С учетом (12), формулы (13) примут вид: $1 \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right) h}{2f \cdot (C_0 + L_0)}$. (14)

$$\text{Из (14) следует: } h \geq \frac{2f(C_0 + L_0)}{\left(1 + \frac{P}{Q}\right)}. \quad (15)$$

3) Исследуем зависимость коэффициента трения **f** от параметров **h**, **P**, **Q**, **C**₀, **L**₀.

$$\text{Выразим } f \text{ из (15): } f \leq \frac{\left(1 + \frac{P}{Q}\right)h}{2(C_0 + L_0)}. \quad (16)$$

Неравенство (16) является достаточным условием гарантированного скольжения ползуна и определяет качество обработки поверхностей пары скольжения «ползун-направляющие».

Для расчёта величины зоны (используются формулы (9)) и запаса гарантированного скольжения ползуна прессы в направляющих в функции значений параметров **b**, **d**, **h**, **f**, **P**, **Q**, **C**, **L** необходимо использовать следующие формулы :

$$W_C = \left(1 - \frac{C \cdot 2f \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)}{h \cdot \left(1 + \frac{P}{Q}\right)}\right) \cdot 100\%, \quad (17)$$

$$W_L = \left(1 - \frac{L \cdot 2f \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)}{h \cdot \left(1 + \frac{P}{Q}\right)}\right) \cdot 100\%. \quad (18)$$

Примеры расчёта величины зоны и запаса гарантированного скольжения системы «ползун-направляющие» в функции параметров **b**, **d**, **h**, **f**, **P**, **Q**, **C**, **L** приведены в таблице 2.

Изначально примем, что **b** = 20 см, **d** = 30 см, **f** = 0.2, **h** = 40 см, **P/Q** = 0.1, **C** = 30 см, **L** = 35 см.

Для определения условий равнопеременного скольжения ползуна прессы массой **m** в направляющих в динамике используем принцип Даламбера.

В результате получим формулы для замедленного (знак «+») и для ускоренного (знак «-») движений ползуна прессы в направляющих:

$$C < \frac{\left(1 + \frac{P}{Q} \pm \frac{ma}{Q}\right) \cdot h}{2f \cdot \left(1 + \frac{d}{b}\right)}, \quad L < \frac{\left(1 + \frac{P}{Q} \pm \frac{ma}{Q}\right) \cdot h}{2f \cdot \left(1 + \frac{b}{d}\right)} \quad (19)$$

Для ускоренного движения ползуна граница скольжения сместится влево, зона и запас гарантированного скольжения уменьшатся. Для замедленного движения ползуна всё наоборот – граница скольжения сместится вправо, зона и запас гарантированного скольжения увеличатся.

Проектирование ползуна прессы в динамике необходимо осуществлять по формулам (19) с учётом знака «-», т.е. по наиболее опасному варианту.

Таблица 2

Варьируемые параметры	Исходные данные							Результаты расчёта			
	b, см	d, см	f	h, см	P/Q	C, см	L, см	C ₀ , см	W _C , %	L ₀ , см	W _L , %
b,d,f,h,P/Q, C, L	20	30	0.2	40	0.1	30	35	44	31.8	66	47
b+Δb	25	30	0.2	40	0.1	30	35	50	40	60	41.7
b-Δb	15	30	0.2	40	0.1	30	35	36.7	18.2	73.4	52.3
d+Δd	20	35	0.2	40	0.1	30	35	40	25	70	50
d-Δd	20	25	0.2	40	0.1	30	35	48.9	38.6	61.1	42.7
f+Δf	20	30	0.3	40	0.1	30	35	29.3	-2.3	44	20.5
f-Δf	20	30	0.1	40	0.1	30	35	88	65.9	132	73.5
h+Δh	20	30	0.2	45	0.1	30	35	49.5	39.4	74.3	52.9
h-Δh	20	30	0.2	35	0.1	30	35	38.5	22.1	57.8	39.4
P/Q+Δ(P/Q)	20	30	0.2	40	0.15	30	35	46	34.8	69	49.3
P/Q-Δ(P/Q)	20	30	0.2	40	0.05	30	35	42	28.6	63	44.4
C+ΔC	20	30	0.2	40	0.1	35	35	44	20.5	66	47
C-ΔC	20	30	0.2	40	0.1	25	35	44	43.2	66	47
L+ΔL	20	30	0.2	40	0.1	30	40	44	31.8	66	39.4
L-ΔL	20	30	0.2	40	0.1	30	30	44	31.8	66	54.5

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968, – 415с.
2. Крагельский И.В., Щедров В.С., Развитие науки о трении. М., Изд-во АН СССР, 1956, – 280с.
3. Яворский П.М., Селезнёв Ю.А., Справочное руководство по физике. М., Изд-во «Наука», 1989, – 512с.
4. Решетов Д.Н., Детали машин. М., 1961, – 489с.
5. Артоболевский И.И., Теория механизмов и машин. М., Изд-во «Наука», 1988, - 639с.
6. Яблонский А.А., Никифорова В.М, Курс теоретической механики Часть – 1. - М.: Высшая школа, 2004, – 764с.
7. Яблонский А.А. Курс теоретической механики Часть – 2. –М.: Высшая школа, 1984, – 422с.
8. Дальский А.М., Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Том 1,2 М., «Машиностроение», 2003, – 553с.