

$$M = \frac{2}{3} \pi f q n (R^3 - R_0^3), \quad (1)$$

где f - коэффициент трения; q - удельное давление; R , R_0 - наружный и внутренний радиус дисков.

То есть, для геометрически подобных муфт па основании уравнения (1) запишем:

$$D \sim \sqrt[3]{M}, \quad (2)$$

где D - диаметр муфты; \sim знак пропорциональности.

Существующие фрикционные дисковые муфты хорошо согласуются с зависимостью (2).

Согласно теории подобия вес, а, следовательно, и масса сплошных деталей пропорциональны кубу их линейных размеров. Тогда с учетом выражения (2) вес муфты пропорционален передаваемому крутящему моменту, т.е.

$$G \sim m \sim M. \quad (3)$$

Формулы (2) и (3) дают возможность определить закон изменения момента инерции муфты или величины, ей пропорциональной:

$$I \sim GD^2 \sim M^{\frac{5}{3}}. \quad (4)$$

При переносе маховой массы с одного вала на другой моменты инерции (I_1 , I_2) вращающие моменты (M_1 , M_2) определяются по формулам:

$$\begin{aligned} I_2 &= I_1 \cdot u^2, \\ M_2 &= M_1 \cdot u, \end{aligned} \quad (5)$$

где u - передаточное отношение; $I = G \cdot D^2$ - момент инерции. Из уравнения (5) получаем

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{M_2^2}{M_1^2},$$

т.е. $I \sim M^2$, $I \sim GD^2 \sim M^2$

(6)

Анализ формул (4) и (6) показывает, что при переносе муфты с быстроходного вала (I_1 ; M_1) на тихоходный (I_2 ; M_2) ее момент инерции увеличивается медленнее, чем этого требует условие сохранения эквивалентной системы. Отсюда

УДК 678.05

Граховская Е.В., Барсуков В.Г.

ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА В ОДНОЧЕРВЯЧНЫХ ЭКСТРУДЕРАХ С УСИЛЕННЫМ СЕРДЕЧНИКОМ ПРИ ОТСУТСТВИИ МАТЕРИАЛА В МЕЖВИТКОВОЙ ЗОНЕ

Введение. При переработке полимерных материалов основные детали рабочего механизма одночервячных экструдеров (червяк и цилиндр) изнашиваются под действием комплекса факторов, главными из которых являются абразивное воздействие перерабатываемого материала и контактное взаимодействие этих деталей между собой. Изнашивание внутренней поверхности цилиндров и гребней витков червяков представляет значительную проблему, ограничивающую срок службы экструдеров, а также повышающую расходы на их изготовление в различных вариантах износостойкого исполнения [1,2].

Граховская Екатерина Владимировна, ГНУ «Научно-исследовательский центр проблем ресурсосбережения Национальной академии наук Беларуси».

Беларусь, 230023, г. Гродно, пл. Тизенгауза, 7.

Барсуков Владимир Георгиевич, УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы».

Беларусь, 230023, г. Гродно, ул. Э.Ожешко, 22.

следует, что с переносом муфты от двигателя к рабочему органу ее приведенный момент инерции уменьшается. Если предположить, что момент инерции ведомой части муфты составляет определенную и постоянную часть от момента инерции всей муфты, а также что величина динамических нагрузок, действующих на рабочий орган фрезерной машины при стопорении, приблизительно пропорциональна суммарному приведенному моменту инерции тормозящихся масс в степени $\frac{1}{2}$, то приведенный выше анализ дает возможность сделать вывод о целесообразности установки муфты как можно ближе к рабочему органу.

На основании вышеуказанных теоретических выводов был разработан и исследован рабочий орган фрезерной почвообрабатывающей машины МТП – 44А со встроенной во фрезу (рабочий орган) фрикционной предохранительной муфтой [3], агрегируемой трактором Т – 170Б.

Анализ сравнительных испытаний с серийным образцом машины МТП – 44А, где муфта фрикционная предохранительная устанавливалась в начале трансмиссии, показал высокую эксплуатационную надежность машины и снижение среднемаксимального крутящего момента на карданном валу (начало трансмиссии) на 56%, на валу рабочего органа (конец трансмиссии) на – 71%.

Вывод. Испытания подтверждают целесообразность установки предохранительных муфт как можно ближе к рабочему органу.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гриценко П.А. Разработка и обоснование технических средств повышающих производительность и надежность фрезерных машин, взаимодействующих с закустаренной почвой. - Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. Наук. – Горки, 1985.
2. Ряховский С.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л., 1991.
3. А.С. №1037850 (СССР). Фрезерная почвообрабатывающая машина. Гриценко П.А., Каменко М.Х., Шейнин Е.И. и др. - 4- Оpubл. ХБ.И. №32,1983.

Статья поступила в редакцию 14.03.2007

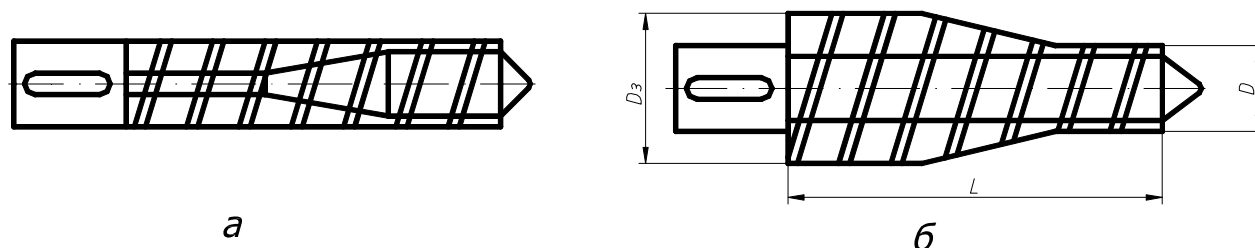


Рис. 1. Конструктивные схемы исполнения червяков: традиционная – а, с усиленным сердечником – б, D_3 – диаметр червяка в зоне загрузки, D – диаметр червяка в зоне выхода материала, L – длина нарезанной части червяка

Опыт эксплуатации оказывает, что режим работы при отсутствии материала – опасный, так как разрушение поверхностных слоев червяка и цилиндра в результате контактного взаимодействия происходит более интенсивно, что может привести к задирам [1]. Однако многие аспекты происходящих при этом явлений практически не изучены. Имеются отдельные работы, посвященные приближенной оценке параметров контактного взаимодействия для экструдеров с традиционным исполнением червяка [1,2] (рис.1, а). В сочетании с накопленным опытом эксплуатации это позволяет конструкторам назначить определенные приемы повышения износостойкости. Одновременно в технических условиях на экструзионные машины оговариваются требования, запрещающие длительное нахождение во включенном состоянии оборудования при отсутствии перерабатываемого материала в рабочей зоне [1,3].

Вместе с тем, имеющиеся научные результаты не всегда могут быть перенесены на новые конструкции экструдеров, в особенности с измененной геометрией червяка, поскольку в данном случае параметры напряженно-деформированного состояния будут существенно отличаться от аналогичных параметров для традиционных конструкций. С другой стороны, потребности развития техники и технологии предполагают создание новых поколений экструзионного оборудования, в том числе с видоизмененными рабочими органами.

Особый интерес при этом представляют конструкции с усиленным сердечником червяка (рис.1,б), характеризующиеся повышенными показателями прочности и жесткости. Кроме того, такие конструкции в ряде случаев более технологичны в исполнении, что делает их перспективными для применения в процессах, связанных с переработкой материалов с низкой насыпной плотностью, а также в мини-экструдерах и агрегатах на их основе.

Целью данной работы является анализ влияния конструктивных факторов (диаметр и длина червяка, величина зазора между червяком и цилиндром) на параметры контактного взаимодействия деталей исполнительного механизма в одно-червячных экструдерах с усиленным сердечником при отсутствии материала в межвитковой зоне.

Определение возможности контактирования червяка и цилиндра. Если пренебречь в первом приближении влиянием витков на жесткость червяка и весом витков на величину распределенной нагрузки, то расчетную схему исполнительного механизма можно представить в виде балки постоянного сечения, нагруженной распределенной нагрузкой q от собственного веса, причем один конец балки зашпелен жестко в опоре (узел опорного подшипника), а второй установлен с монтажным зазором δ_0 (рис.2).

Поскольку деформации червяка ограничены величиной радиального зазора, то перемещение правого конца не может превышать величины этого зазора и будет рассчитываться по формуле:

$$\delta_B = \delta_q + \delta_{Q_B} = \delta_0, \quad (2)$$

где δ_B – суммарное перемещение правого конца червяка, δ_q – перемещение, вызванное действием распределенной нагрузки без учета влияния опоры, δ_{Q_B} – перемещение, вызванное действием опорного усилия Q_B , δ_0 – радиальный зазор между червяком и цилиндром в точке касания.

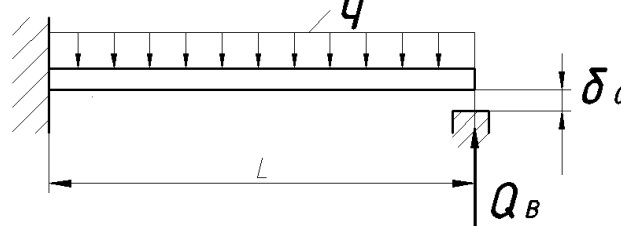


Рис. 2. Расчетная схема для определения возможности контактного взаимодействия в системе червяк-цилиндр

Известно, что прогиб края консольно закрепленной балки под действием распределенной нагрузки q вычисляется согласно технической теории балок [4] по формуле

$$\delta_q = \frac{q \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I}, \quad (3)$$

где E – модуль упругости материала балки (червяка), I – момент инерции сечения балки.

Значения прогибов δ_q для ряда типоразмеров червяков в сравнении с минимальным ($\delta_1 = \delta_{0min}$), максимальным ($\delta_2 = \delta_{0max}$) и средним (наиболее вероятным) конструктивным радиальным зазорами ($\delta_3 = \delta_{0cp}$) приведены в таблице 1.

Из таблицы 1 видно, что для всех типоразмеров червяков прогиб под действием собственного веса (δ_q) значительно превышает первоначальный радиальный зазор δ_0 . Причем с увеличением диаметра червяка и коэффициента длины k , отношение величины прогиба к наиболее вероятному зазору (δ_q / δ_{0cp}) возрастает. Поскольку это отношение значительно больше единицы (рис.3), то контактное взаимодействие червяка и цилиндра неизбежно будет осуществляться.

Определение параметров контактного взаимодействия. Основными параметрами контактного взаимодействия являются усилие в зоне контакта, угол контакта и контактные напряжения.

Определим усилие Q_B в точке касания. Известно, что перемещение конца червяка (консоли) от действия усилия Q_B может быть вычислено по формуле [4]:

$$\delta_{Q_B} = -\frac{Q_B \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (4)$$

где знак (-) указывает на то, что направления перемещений δ_q и δ_{Q_B} противоположны.

Таблица 1. Сравнение прогибов с величиной зазора

Диаметр червяка на выходе, мм	Коэффициент длины червяка, $k=L/D$	Значение в мм			
		Прогиб δ_q	Зазоры		
			δ_{0min}	δ_{0cp}	δ_{0max}
25	20	0,090	0,020	0,035	0,047
	25	0,220			
	30	0,457			
32	20	0,146	0,020	0,035	0,047
	25	0,357			
	30	0,741			
45	20	0,290	0,025	0,041	0,057
	25	0,708			
	30	1,467			
63	20	0,573	0,030	0,049	0,068
	25	1,398			
	30	2,899			
90	20	1,165	0,036	0,058	0,080
	25	2,844			

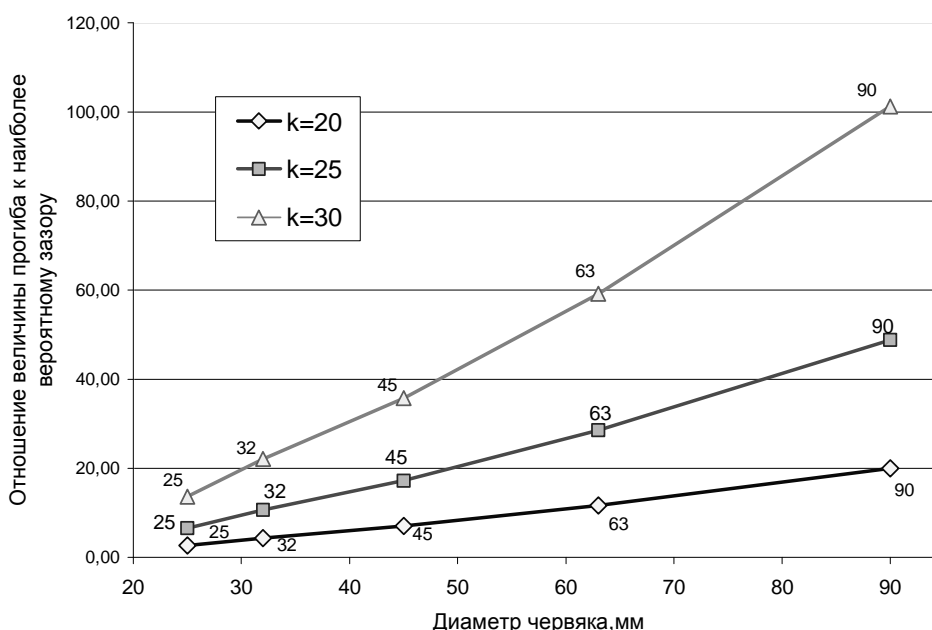


Рис. 3. Расчетные максимальные прогибы для различных типоразмеров червяков в долях от наиболее вероятного зазора (числа на кривых обозначают типоразмеры экструдеров по диаметру цилиндра в зоне выхода материала)

Подставляя значения δ_q и δ_{QB} в (2) после несложных преобразований получим

$$Q_B = \frac{3}{8} \cdot q \cdot L - \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot \delta_0}{L^3} \quad (5)$$

Анализ показывает, что величина усилия в зоне контакта Q_B зависит от размеров червяка (D, L) и от величины конструкционного зазора δ_0 . При идеальной опоре ($\delta_0=0$) опорное усилие Q_B для различных типоразмеров (для $k=20;25;30$) возрастает при увеличении длины L (рис.4).

С увеличением радиального зазора (вследствие износа сопряжения или при назначении конструктивно соответствующего значения δ_0) величина усилия в точке контакта Q_B убывает (рис.5).

Из рис.6 видно, что для группы червяков одинакового диаметра усилие Q_B с увеличением длины нарезанной части червяка L и уменьшением радиального зазора δ_0 возрастает.

Определим значения контактных напряжений и полуугла контакта. Контактное взаимодействие вала и втулки близких размеров, к которым относятся червяк и цилиндр экструдера, представля-

ет собой сложную задачу теории упругости, решение которой может быть получено на основе методов Штаермана или Герца. При выборе расчетной схемы учтем, что решение Герца с высокой степенью точности описывает контактирование вала и втулки только при выполнении условия [1]

$$\eta = \lambda \left[(1 - \nu_1^2) + (1 - \nu_2^2) \cdot \psi \right] \leq 0,092, \quad (6)$$

где $\lambda = \frac{q_0}{E \cdot \delta}$; $\psi = \frac{E_1}{E_2}$; q_0 – нагрузка на единицу длины

зоны контакта; E_1, ν_1 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала втулки (цилиндра); E_2, ν_2 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала вала (червяка).

Если условие (6) не выполняется, то необходимо использовать решение Штаермана [1,6] или иные численные методы.

В нашем случае q_0 может быть определена из условия восприятия нагрузки одним крайним витком червяка

$$q_0 = \frac{Q_B}{K_B \cdot D}, \quad (7)$$

где $K_B=0,1$ – коэффициент ширины гребня витка.

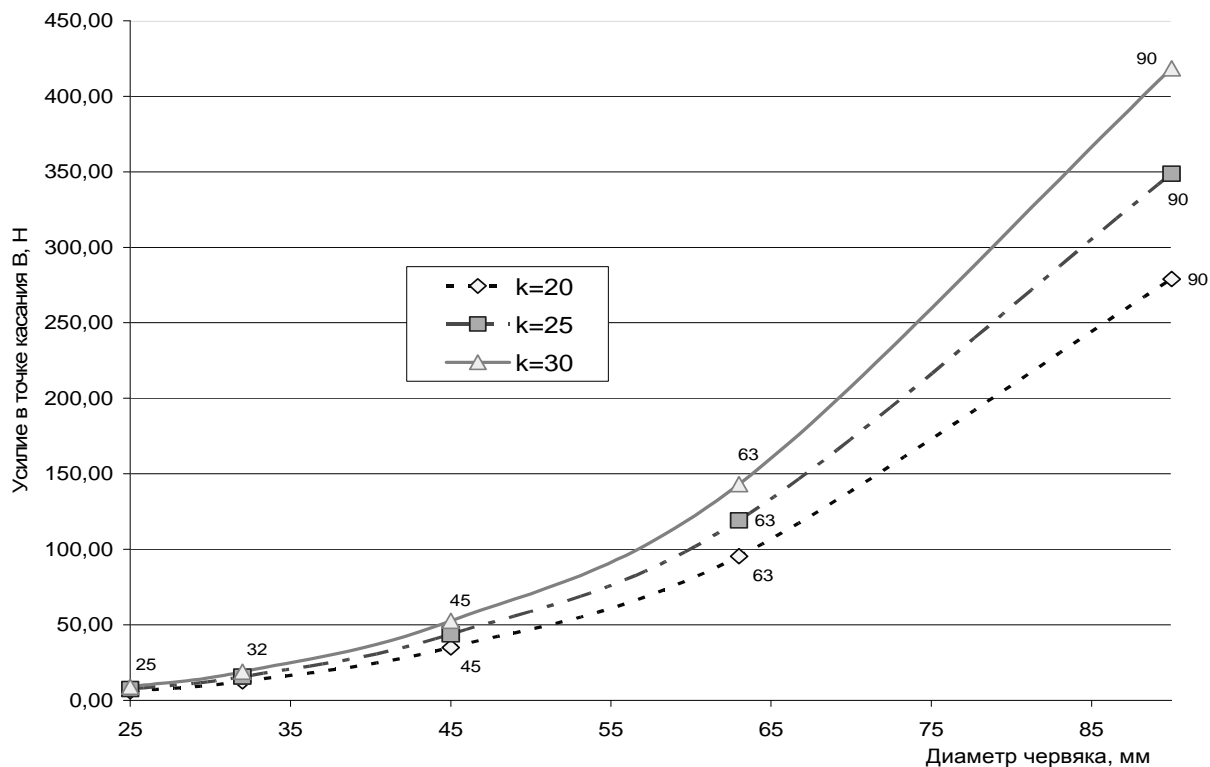


Рис. 4. Влияние относительной длины червяка при отсутствии зазора ($\delta_0=0$) на усилие в точке касания Q_B для ряда типоразмеров червяков (числа на кривых обозначают размеры экструдеров по диаметру цилиндра)

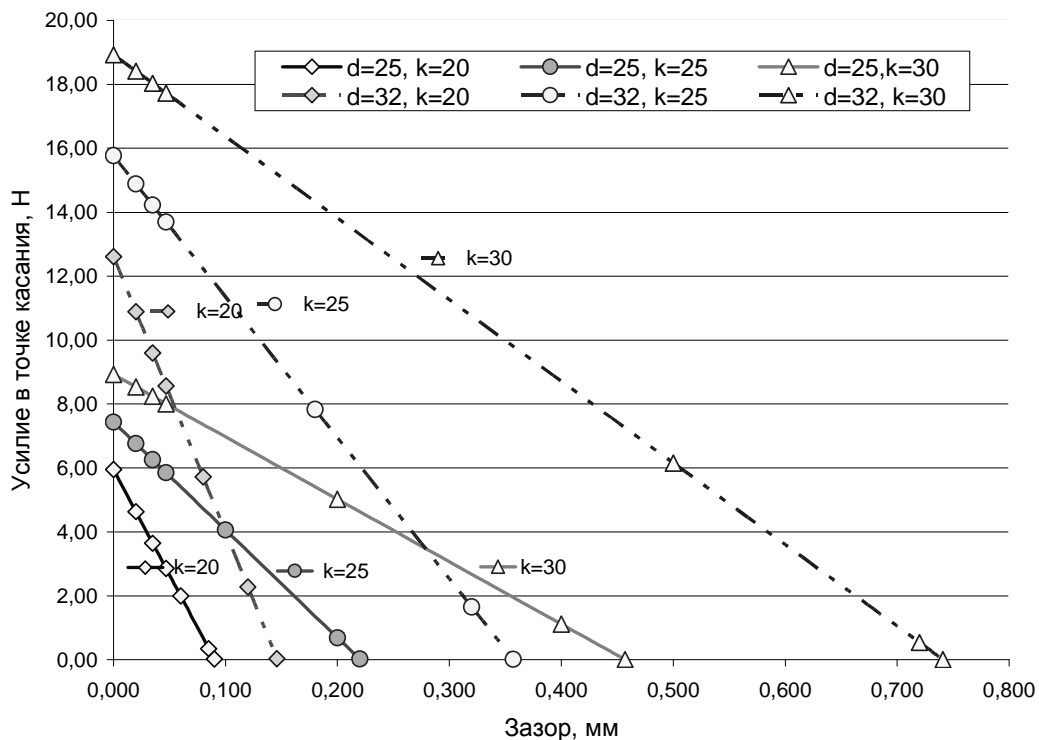


Рис. 5. Влияние радиального зазора δ_0 ($\delta_0=[0;\delta_q]$) на усилие в точке контакта Q_B для червяков $D=25$ мм и $D=32$ мм с относительной длиной $k=20;25;30$.

Результаты расчета параметра η для случаев контакта червяков и цилиндров рассмотренных типоразмеров приведены в таблице 2.

Как видно из полученных данных, для всех червяков с диапазоном длин от $k=20$ до $k=30$ применимость решения Герца подтверждается даже при минимально возможных зазорах δ_0 .

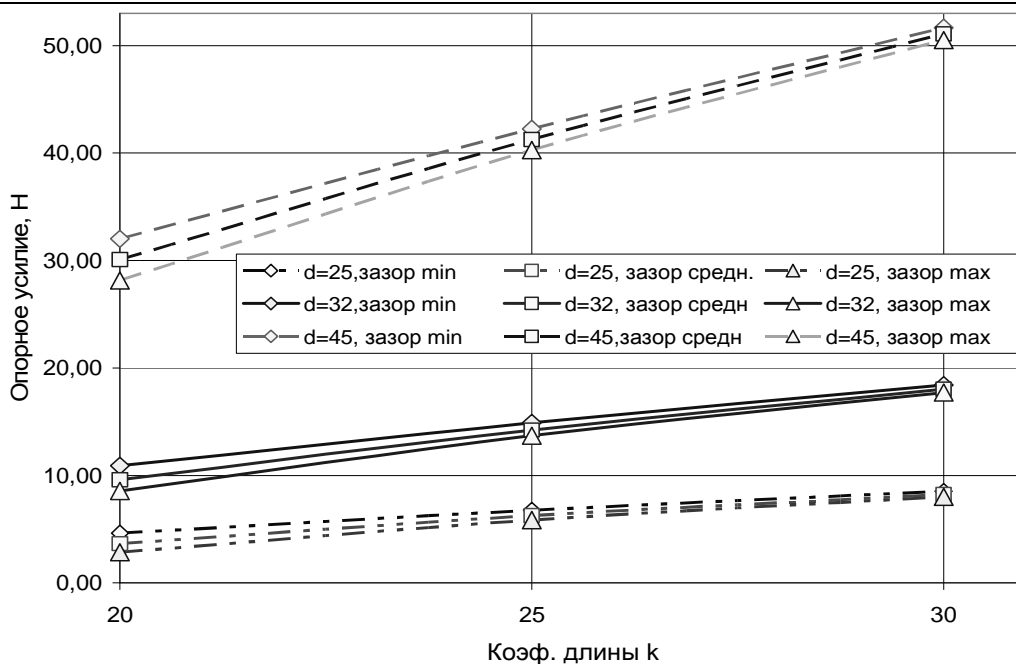


Рис. 6. Влияние длины червяка ($k=20, 25, 30$) на величину опорного усилия Q_B при различных радиальных зазорах ($\delta_{0min}, \delta_{0cp}, \delta_{0max}$) для ряда типоразмеров червяков

Таблица 2. Расчетные значения параметра η для различных типоразмеров червяка

Кoeffициент длины червяка, k	Значения параметра η при диаметре червяка, мм				
	25	32	45	63	90
20	0,0011	0,0016	0,0028	0,0046	0,0076
25	0,0014	0,0021	0,0034	0,0056	0,0097
30	0,0016	0,0026	0,0042	0,0068	0,0117

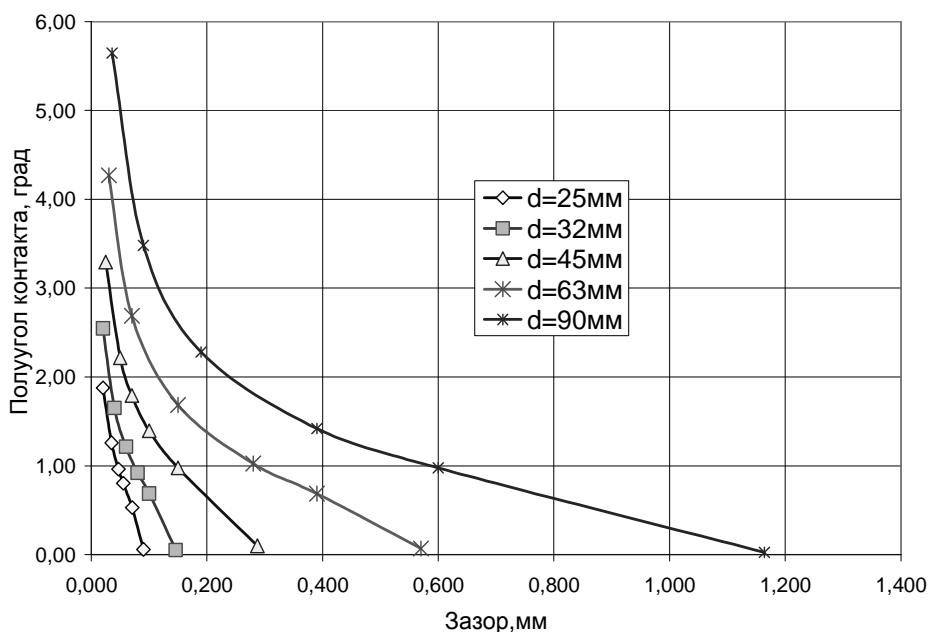


Рис. 7. Зависимость полуугла контакта от величины зазора для экструдеров с коэффициентом относительной длины $k=20$

Полуугол контакта α_0 вычисляется по формуле [5]

$$\sin \alpha_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \eta} \quad (8)$$

Влияние радиального зазора δ_0 и диаметра червяка на изменение полуугла контакта представлено на рис.7.

Из графика видно, что по мере роста зазора величина α_0 уменьшается.

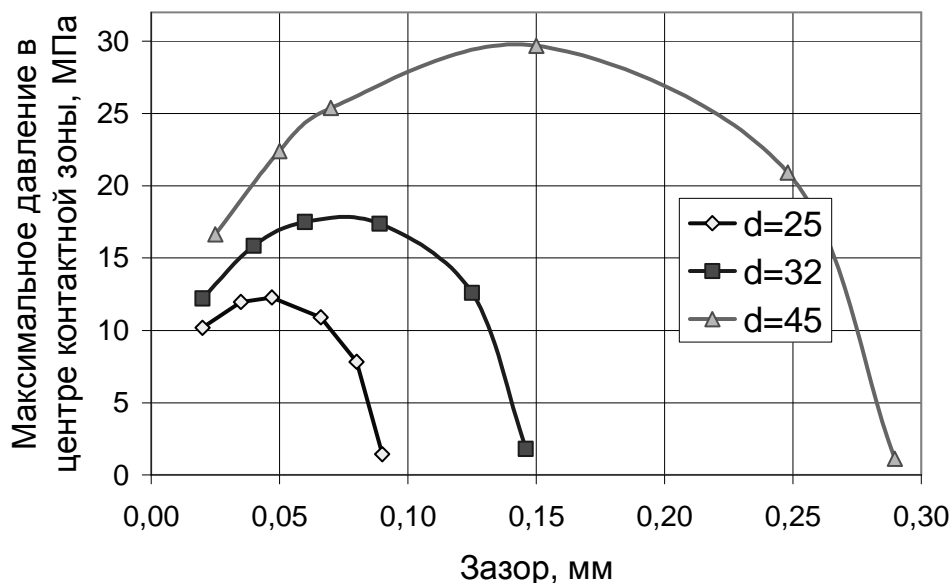


Рис. 8. Зависимость контактного давления от радиального зазора для ряда типоразмеров червяков с коэффициентом длины $k=20$

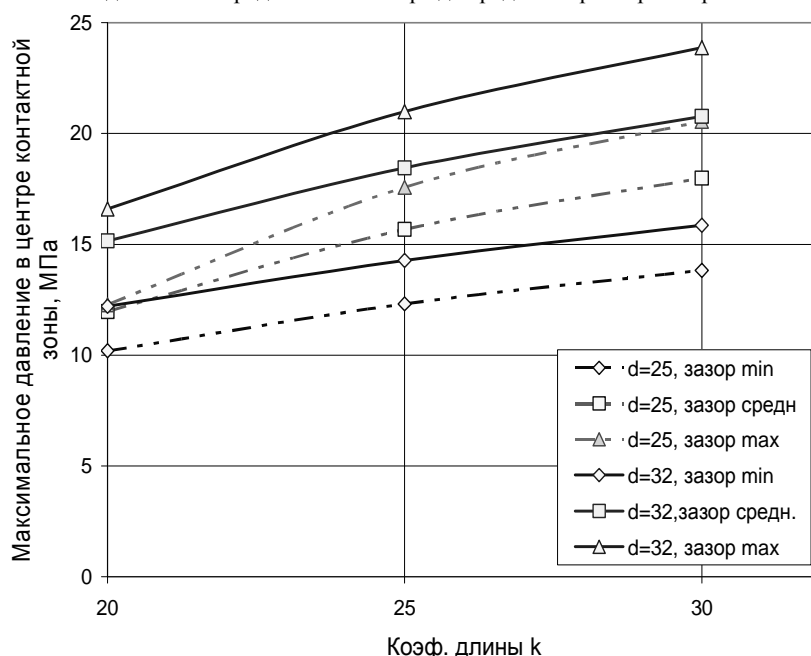


Рис. 9. Зависимость контактного давления от длины червяка для разных типоразмеров червяков и радиальных зазоров

Максимальные контактные давления при ($\nu_1=\nu_2=0,3$) вычисляются по известной формуле Герца [4]

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot E_{np}}{B \cdot R_{np}}}, \quad (9)$$

где Q – усилие, сдавливающее контактирующие тела;

$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости контактирующих тел;

B – длина полоски касания; R_{np} – приведенный радиус касания:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1}, \text{ знак } (-) \text{ учитывает внутреннее касание червяка с цилиндром.}$$

Приняв $R_1=R_2+\delta_0$, $Q=Q_B$, $B=K_B D=K_B 2R_2$ после сложных преобразований получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{Q_B \cdot E_2 \cdot 2\delta_0}{l_{внутк} \cdot (D - 2\delta_0)}}. \quad (10)$$

Анализ показывает, что контактные давления существенно зависят от величины зазора δ_0 (рис.8), причем вначале по мере роста δ_0 они возрастают, а затем начинают уменьшаться.

Такая сложная зависимость обусловлена тем, что по мере роста зазора δ_0 уменьшается усилие Q_B в зоне контакте (рис.5) и одновременно уменьшается площадь поверхности касания, характеризуемая полууглом α_0 (рис.7).

Увеличение длины червяка также приводит к росту контактных давлений (рис.9), что вызвано увеличением контактного усилия Q_B (рис.6)

Из представленных данных видно, что давления σ_H в зоне контакта могут достигать значений 15–30 МПа опасных для позиций возникновения задиров при вращении червяка для

случая работы экструдера при отсутствии перерабатываемого материала в межвитковом пространстве рабочей зоны.

Заключение. Результаты выполненных исследований позволяют оценить параметры контактного взаимодействия в сопряжении цилиндр-червяк экструдеров с усиленным сердечником червяка для случая вращения червяка при отсутствии материала в межвитковом пространстве.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Зверлин В.Г., Гладченко А.Н., Сазонов В.В. Проблемы повышения эксплуатационной стойкости червяков и цилиндров экструзионного оборудования. – М.: ЦИИТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1980. – 46с.
2. Стамбурский Е.А., Бейль А.И., Карливан В.П., Беспалов Ю.А. Износ оборудования при переработке пластмасс – М.: Химия, 1985. – 208с.
3. Завгородний В.К. Оборудование для переработки пластмасс. Справочное пособие. Под ред. В.К. Завгороднего. – М.: Машиностроение, 1973.
4. Гафнер С.Л., Добычин М.Н. К расчету угла контакта при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел, радиусы которых почти равны. – М.: Машиностроение, 1973. – №2. – С. 69-73.
5. Заславский Б.В. , Краткий курс сопротивления материалов: Учебник для авиационных специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – 328с.
6. Теплый М.И. Контактные задачи для областей с круговыми границами. – Львов: Издательство при Львовском университете, 1983 – 176с.

Статья поступила в редакцию 11.10.2007