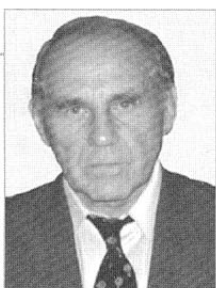


МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХМАХОВИЧНОГО ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА ВИНТОВЫХ ПРЕССОВ

Б.А. Степанов, В.С. Тимохин, С.А. Авдеев



СТЕПАНОВ
Борис Алексеевич

Профессор, кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Естественные и технические науки» МГИУ. Основной научный интерес – разработка и исследование специализированного кузнечно-прессового оборудования. Автор более 150 научных работ, в том числе 70 изобретений.

Введение

Винтовые прессы имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с другими видами кузнечно-прессовых машин, к которым можно отнести высокую скорость штамповки, малое время контакта инструмента с заготовкой, отсутствие жесткого хода и стопорного положения (заклинивания), возможность получения изделия за два и более ударов и др. Специфическая особенность винтовых прессов связана с кинематикой маховика: в исходном положении он неподвижен, а при включении



ТИМОХИН
Виктор Сергеевич

Доцент кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением» МГИУ, кандидат технических наук. Специалист в области кузнечно-прессового производства. Автор 10 научных работ, в том числе трех изобретений.



АВДЕЕВ
Сергей Анатольевич

Студент четвертого курса Автомобильного факультета МГИУ. Специализируется в области разработки вычислительных программ для расчета и исследования кузнечно-прессового оборудования.

пресса в течение короткого времени разгоняется до заданной угловой скорости и запасает эффективную кинетическую энергию, достаточную для деформирования заготовки.

В зависимости от способа разгона маховика существуют различные конструктивные схемы винтовых прессов [1]: с гидравлическим приводом (гидровинтовые прессы), с электрическим приводом (электровинтовые прессы) и с механическим приводом (винтовые фрикционные прессы). Привод маховика гидровинтовых прессов осуществляется с помощью гидравлических цилиндров, имеющих гидравлическую связь с насосно-аккумуляторной станцией посредством управляющей и распределительной аппаратуры, что усложняет конструкцию пресса. В электровинтовых прессах маховик разгоняется силами вращающегося магнитного поля статора асинхронного электродвигателя, установленного на станине пресса. Недостатками таких прессов являются большие установочные мощности привода и значительные нагрузки в электрической сети вследствие короткого времени разгона маховика.

Винтовые фрикционные прессы лишены этих недостатков. Их отличительная особенность состоит в наличии двух маховиков: рабочего маховика, предназначенного для выполнения технологической операции, и маховика – аккумулятора кинетической энергии («маховик-накопитель»), вращающегося от электродвигателя и передающего свою энергию рабочему маховику (рис. 1).

Маховик-накопитель, выполненный в виде дисков 4 прямого и обратного ходов, и рабочий маховик 3 образуют лобовой фрикционный передаточный механизм, управляя которым с помощью нажимного механизма 5 достигается попеременное нажатие левым и правым дисками маховика-накопителя на обод рабочего маховика. Последний, снабженный фрикционными накладками, плавно разгоняется и накапливает определенную кинетическую энергию. Причем электродвигатель 1, подпитывая энергией маховик-накопитель, не реверсируется и работает в оптимальном режиме. Винт 6, со-

единенный с рабочим маховиком, образует с гайкой 7 винтовую пару и совершает относительно нее винтовое движение, сообщая ползуну 9 поступательное перемещение вниз (ход разгона) или вверх (возвратный ход).

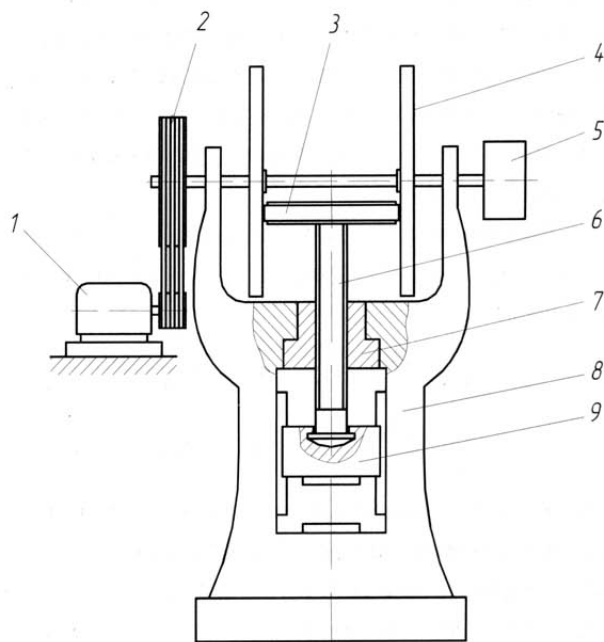


Рис. 1. Конструктивная схема винтового фрикционного пресса:

- 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача;
3 – рабочий маховик; 4 – диски; 5 – нажимной механизм; 6 – винт; 7 – гайка; 8 – станина;
9 – ползун

К недостаткам винтовых фрикционных прессов относят относительно большие потери энергии вследствие проскальзывания в лобовой фрикционной передаче и трения в винтовой паре.

Настоящая работа посвящена моделированию и анализу работы винтового фрикционного пресса. Одной из задач является разработка рекомендаций по уменьшению потерь на трение, что позволит повысить эффективность прессов.

Расчетная динамическая модель пресса

При моделировании использован метод приведения, на основе которого реальная ки-

нематическая схема пресса заменяется расчетной двухмассовой системой с жесткими звеньями, состоящей из ведущей и ведомой систем. Ведущая система, вращающаяся с угловой скоростью ω_1 , включает приводной вал с дисками и приведенный к валу ротор электродвигателя, с закрепленным на нем шкивом ременной передачи. К ведомой системе, вращающейся с угловой скоростью ω_2 , относятся рабочий маховик, винт и ползун с установленным на нем инструментом.

Динамика движения ведущей и ведомой систем пресса описывается следующими уравнениями:

$$\begin{cases} J_{1n} \frac{d\omega_1}{dt} = M_{эд} - M_d - M_{f1} \\ J_{2n} \frac{d\omega_2}{dt} = M_m + M_{fb} - M_{fr} \end{cases},$$

где J_{1n} и J_{2n} – приведенные моменты инерции соответственно ведущей и ведомой систем; $M_{эд}$ – момент электродвигателя на приводном валу; M_m и M_d – моменты сил трения соответственно на маховике и дисках; M_{f1} – момент сил трения на приводном валу в упорных и радиальных подшипниках; M_{fr} и M_{fb} – моменты сил трения в винтовой паре под действием реактивных и осевых сил соответственно.

Для расчета момента электродвигателя, приведенного к приводному валу, принята следующая его зависимость от скольжения [1]:

$$M_{эд} = \frac{2M_{кр} \cdot i \cdot S \cdot S_{кр}}{S^2 + S_{кр}^2};$$

$$S = \frac{n_0 - n}{n_0},$$

где $M_{кр}$ – критический момент электродвигателя; i – передаточное отношение ременной передачи; S и $S_{кр}$ – текущее и критическое скольжения электродвигателя соответственно; n и n_0 – соответственно текущая и номинальная скорости вращения ротора электродвигателя.

В работах [1], [2] маховик моделируется в виде тонкого диска, контактирующего с приводными дисками в одной точке. В реальных передачах фрикционная связь с механической точки зрения более сложная, длина площадки

контакта соизмерима с радиусом диска, а контактирующие точки проскальзывают относительно друг друга.

Для определения моментов трения под действием активных и реактивных сил рассматривается передача с контактом фрикционных тел по линии ac , длина которой равна высоте фрикционных накладок маховика (рис. 2). Диск вращается с угловой скоростью ω_1 и прижимается к ободу маховика с силой T .

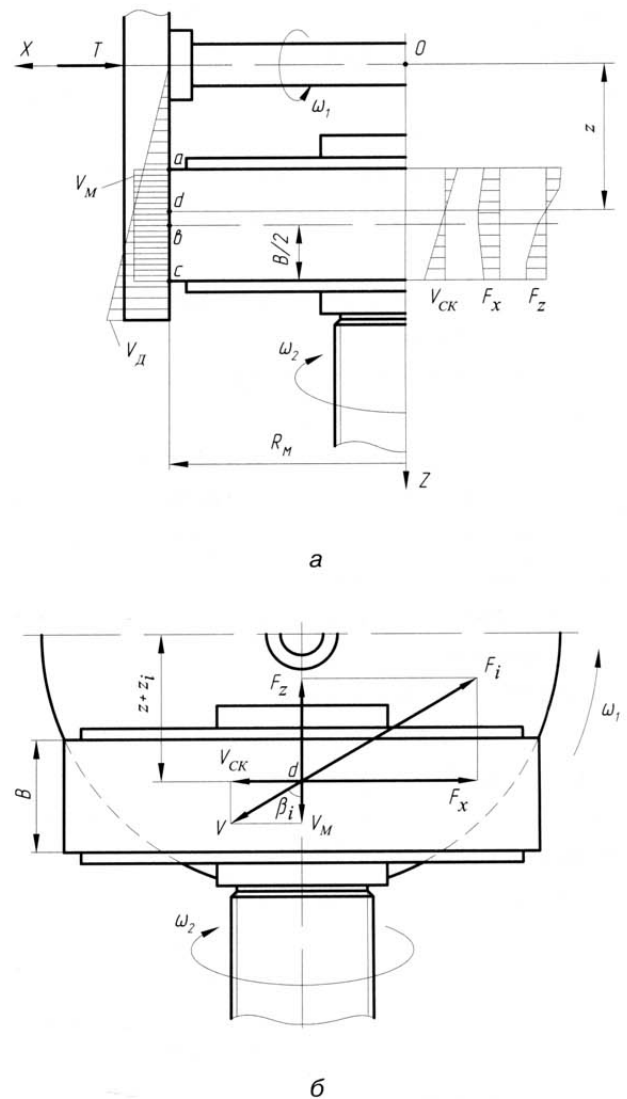


Рис. 2. Статика и кинематика фрикционной передачи:

а – эпюры скоростей и сил; б – скорости и силы в произвольной точке маховика

В произвольной точке d маховика на линии контакта $ас$ вследствие разницы окружных скоростей маховика V_M и диска V_D возникает тангенциальное проскальзывание

$$V_{CK} = V_D - V_M;$$

$$V_D = \omega_1 \cdot z_d, \quad V_M = \omega_2 \cdot R_M,$$

где ω_1 – угловая скорость вращения диска; ω_2 – угловая скорость вращения маховика; z_d – осевая координата точки d ; R_M – радиус маховика.

Кроме того, имеет место радиальное скольжение маховика по диску со скоростью, равной скорости поступательного перемещения маховика вниз:

$$V_n = \omega_2 \cdot \frac{H_b}{2\pi},$$

где H_b – ход винтовой нарезки винта.

Результирующая скорость проскальзывания

$$V = \sqrt{V_{CK}^2 + V_n^2},$$

направленная к оси Z под углом

$$\beta_i = \arctg \frac{V_{CK}}{V_n},$$

определяет направление результирующей силы трения, действующей на маховик (см. рис. 2):

$$F_i = T \frac{\mu}{B},$$

где T – сила нажатия диска на маховик; μ – коэффициент трения скольжения во фрикционной паре в точке d ; B – высота фрикционных накладок маховика.

Составляющие силы трения в окружном и осевом направлениях определяются по формулам:

$$F_x = F_i \sin \int_0^B \beta_i \cdot dz; \quad F_z = F_i \int_0^B \cos \beta_i \cdot dz.$$

Окружная составляющая F_x силы трения вызывает момент на маховике относительно оси Z :

$$M_M = F_x \cdot R_M.$$

Момент сил трения на диске относительно оси X :

$$M_d = T \cdot \frac{\mu}{B} \int_{z_H}^{z_B} z \cdot \sin \beta_i dz,$$

где z_B и z_H – координаты, соответствующие крайним верхнему и нижнему положениям маховика.

Под действием силы нажатия T и сил трения F_x и F_z в винтовой паре возникают реактивные силы F_{Ri} (рис. 3):

$$F_{R1} = F_{xy} \left(\frac{3l_M}{2h} + 1,29 \right); \quad F_{R2} = F_{xy} \left(\frac{3l_M}{2h} + 0,29 \right);$$

$$F_{R3} = F_{R4} = 1,5 \frac{R_M}{h} F_z; \quad F_{xy} = \sqrt{T^2 + F_x^2},$$

где F_{xy} – модуль результирующей силы в плоскости маховика; h – высота гайки; l_M – расстояние от маховика до гайки.

Для определения реактивных сил F_{R1} , F_{R2} использованы эмпирические формулы, полученные для рассматриваемой схемы нагружения данного пресса.

При вращении маховика в винтовой паре возникает момент сил трения M_{fr} , вызванный реактивными силами, и реактивный момент M_{fb} относительно оси Z , вызванный действием осевых сил:

$$M_{fr} = f \cdot r_n \cdot (F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} + F_{R4}) \cos \alpha_b;$$

$$M_{fb} = (G_b - F_{zr} - F_z) \cdot \left(\frac{H_b}{2\pi} - f \cdot r_c \right);$$

$$M_{zr} = f \cdot (F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} + F_{R4}) \sin \alpha_b,$$

где f – коэффициент трения скольжения в винтовой паре; r_n – наружный радиус винта; α_b – угол наклона винтовой нарезки винта; G_b – сила веса винта и присоединенных к нему деталей; F_z – осевая сила трения во фрикционном механизме; F_{zr} – осевая сила трения в винтовой паре; r_c – средний радиус винта.

Для оценки качества привода использовался коэффициент полезного действия (КПД). КПД разгона маховика определялся как отношение полезной работы A_n к затраченной A_3 за период разгона:

$$\eta_p = \frac{A_n}{A_3}.$$

Полезная работа равна кинетической энергии ведомой системы:

$$A_n = \frac{1}{2} J_{2n} \cdot \omega_{2k}^2,$$

где ω_{2k} – угловая скорость маховика в конце периода разгона.

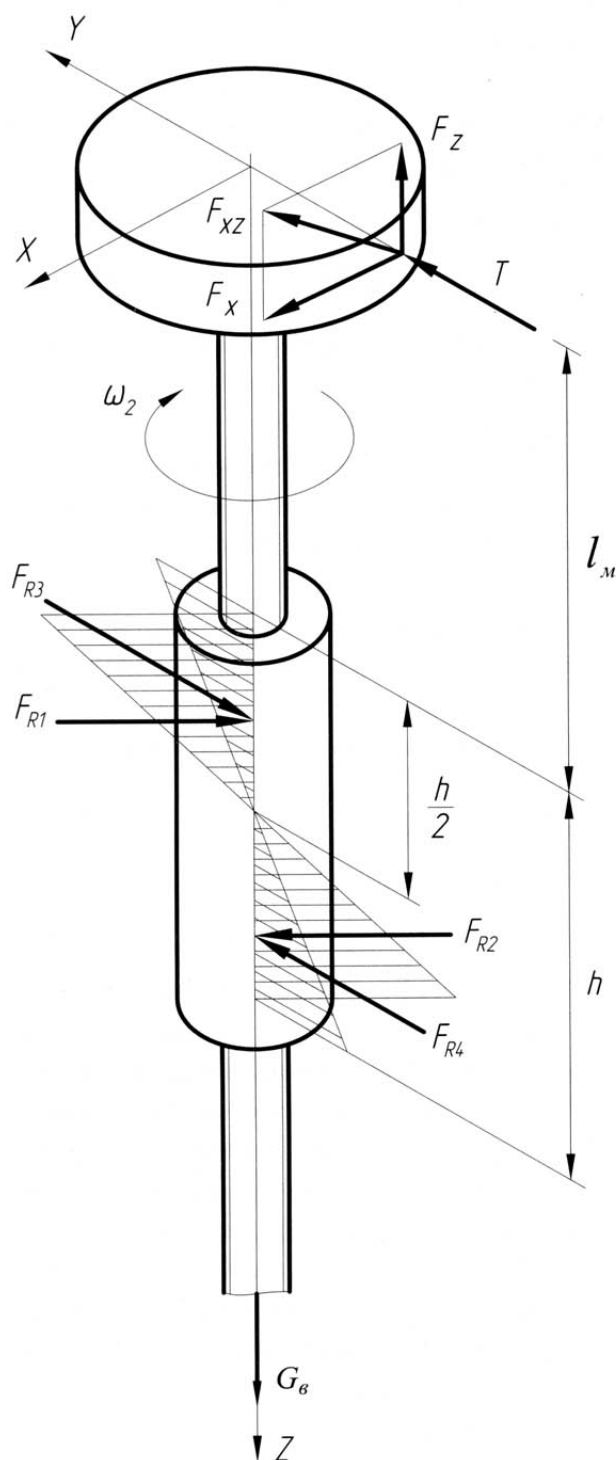


Рис. 3. Статика прессы

Для определения суммарной затраченной энергии A_3 использовалось уравнение энергетического баланса:

$$A_3 = A_{эд} + \Delta A_1 + A_g,$$

где $A_{эд}$ – работа электродвигателя за период разгона; ΔA_1 – уменьшение кинетической энергии ведущей системы за период разгона; A_g – потенциальная энергия ведомых частей.

Составляющие энергетического баланса определялись по следующим формулам:

$$A_{эд} = \int_0^{t_p} M_{эд} \cdot \omega_1 \cdot dt; \quad \Delta A_1 = \frac{1}{2} J_{1n} \cdot (\omega_{1в}^2 - \omega_{1н}^2);$$

$$A_g = G_n \cdot z_n,$$

где t_p – период разгона; $\omega_{1в}$ и $\omega_{1н}$ – угловые скорости диска в начале и конце периода разгона соответственно; $z_n = z_b - z_n$ – ход ползуна.

Качественный анализ привода винтового фрикционного прессы проводился с учетом количественных потерь энергии на трение во фрикционной передаче A_{fd} и в винтовой паре A_{fb} за период разгона маховика t_p , которые определялись следующим образом:

$$A_{fd} = T \frac{M}{B} \int_0^{t_p} C_x dt + V_n \int_0^{t_p} F_z dt;$$

$$A_{fb} = \left(\int_{z_n}^{z_k} M_{fr} \cdot dz + \int_{z_n}^{z_k} M_{fb} \cdot dz \right) \cdot \frac{2\pi}{H_b};$$

$$C_x = \int_0^B V_{CK} \cos \beta_i dz.$$

Результаты анализа винтового фрикционного прессы

В качестве примера приведены некоторые результаты анализа винтового фрикционного прессы модели Ф128.

Исходные данные прессы: эффективная кинетическая энергия $A_{эф} = 40$ кДж; $J_{1н} = 416$ Н·м·с²; $J_{2н} = 252$ Н·м·с²; $V_n = 0,5$ м/с; $z_n = 0,5$ м; $B = 0,1$ м; $R_M = 0,827$ м; $r_n = 0,126$ м; $r_c = 0,117$ м; $H_b = 0,176$ м; $\alpha_b = 12^\circ$; $\omega_{1н} = 24,4$ с⁻¹.

На рис. 4, а представлены кривые изменения угловых скоростей приводного диска ω_1 и маховика ω_2 , а на рис. 4, б – кривые изменения окружных скоростей V_a , V_d и V_c точек а, d, с диска (см. рис. 2), контактирующих с соответствующими точками а, d, с маховика, окружная скорость которых равна V_M .

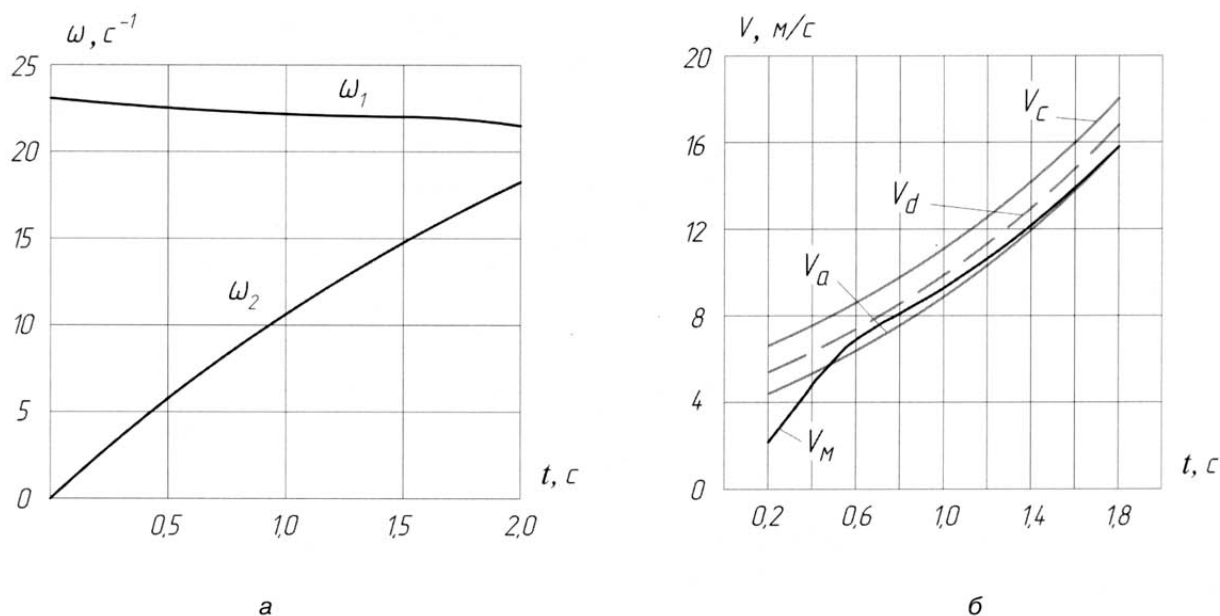


Рис. 4. Изменение скоростей дисков и маховика при разгоне:
а – угловых скоростей; б – окружных скоростей

Окружные скорости маховика и диска одинаковы только для тех точек диска, которые имеют скорость V_m в пределах диапазона скоростей $V_a - V_c$. Все остальные точки диска проскальзывают относительно точек маховика, что и является причиной потери энергии на трение. Кривая V_m изменяется в зависимости от значения силы нажатия T диска на маховик, приближение кривой V_m к кривой V_a происходит при увеличении силы T . Однако, каким бы не было значение силы T , касание этих кривых произойти не может, так как в противном случае это будет соответствовать отсутствию передачи энергии от диска к маховику. Из приведенного следует, что эффективность работы винтового фрикционного пресса зависит в решающей степени от работоспособности лобовой фрикционной передачи. Важнейшим параметром этой передачи является сила нажатия T приводного диска на маховик. При недостаточном значении силы T кривая V_m находится ниже кривой V_a , что приводит к значительному проскальзыванию в передаче в течение всего периода разгона, при этом маховик не набирает максимальной эффективной энергии. Чрезмерное нажатие силой T вызывает большие силы трения на площадке фрикционного

контакта и перекося винта, что приводит к увеличению потерь на трение и ускоренному износу как фрикционной передачи, так и винтовой пары.

В целях выбора рациональных конструктивных параметров винтового фрикционного пресса была решена задача оптимизации. В качестве целевой функции, воздействием на которую возможно обеспечить наиболее экономичный режим работы привода, принят КПД разгона маховика η_p , а параметром управления, определяющим его величину, – сила нажатия T диска на маховик.

Анализ графической зависимости $\eta_p(T)$ (рис. 5) показывает, что при определенных значениях силы T коэффициент полезного действия привода достигает максимального значения.

Для пресса с ранее указанными параметрами значение оптимальной силы нажатия дисков T находится в пределах 8–9 кН, а КПД разгона достигает 65 %. При этом затрачиваемая работа электродвигателя составила $A_{эд} = 37$ кДж, расчетные потери на трение во фрикционной передаче – $A_{fd} = 16,5$ кДж и в винтовой паре при ходе вниз – $A_{fv} = 8$ кДж (рис. 6).

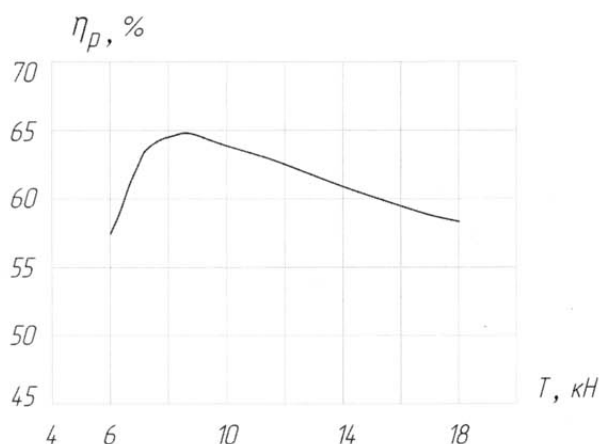


Рис. 5. Изменение КПД разгона маховика в зависимости от силы нажатия диска на маховик

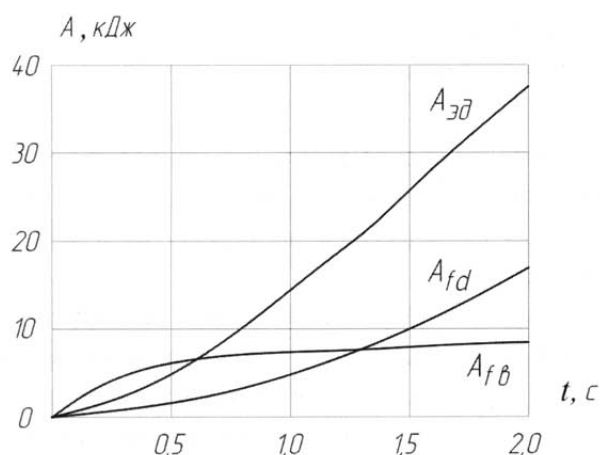


Рис. 6. Изменения работы электродвигателя, потерь на трение во фрикционной передаче и винтовой паре при разгоне

Возвратный ход ползуна осуществляется путем нажатия на маховик диска возвратного хода, когда ползун и соответственно маховик занимают крайнее нижнее положение. Для моделирования динамики возвратного хода выделяются три периода движения маховика, для чего значение хода ползуна z_n разделяется соответственно на три части z_1, z_2, z_3 : на перемещении z_1 маховик разгоняется возвратным диском; на перемещении z_2 движение ползуна и связанных с ним деталей происходит по инерции; на перемещении z_3 происходит торможение ведомой системы.

Для моделирования возвратного хода ползуна был проведен расчетный анализ при таких исходных данных: $\omega_1 = \omega_{1к} = 22 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 = 0$; $z_3 = 0,05 \text{ м}$; $\omega_{2к} = 4 \text{ с}^{-1}$ ($\omega_{1к}$ – угловая скорость дисков в момент начала возвратного хода; $\omega_{2к}$ – угловая скорость маховика в момент начала торможения). Силы нажатия правого и левого дисков в винтовых фрикционных прессах принимались одинаковыми [1]. Возвратный ход ползуна рассматривался при силе нажатия возвратного диска $T = 8 \text{ кН}$. При расчете определялось такое перемещение z_1 ползуна при включенной лобовой фрикционной передаче, при котором угловая скорость маховика в конце второго периода подъема становится равной $\omega_2 = \omega_{2к}$.

Результаты расчета представлены на рис. 7 в виде графиков. Отключение диска от маховика происходит при подъеме ползуна на расстояние $z_1 = 0,35 \text{ м}$, при этом угловая скорость маховика составляет $\omega_{2\text{max}} = 7,1 \text{ с}^{-1}$ (рис. 7, а). Дальнейший подъем ползуна на расстояние $z_2 = 0,1 \text{ м}$ происходит по инерции, при этом угловая скорость маховика $\omega_{2\text{max}}$ снижается до $\omega_{2к} = 4 \text{ с}^{-1}$. Остаточная энергия маховика гасится тормозом. Суммарное время подъема ползуна составляет 4,3 с.

За время подъема подвижных частей прессы электродвигатель затрачивает работу $A_{эд} = 130 \text{ кДж}$, которая расходуется на скольжение в лобовой фрикционной передаче ($A_{fd} = 92 \text{ кДж}$), на трение в винтовой паре ($A_{fb} = 22,5 \text{ кДж}$) (см. рис. 7, б) и на потенциальную энергию ведомой системы ($A_g = 15,5 \text{ кДж}$). Следует обратить внимание на значительные потери энергии во фрикционном механизме: они более чем в 5 раз превышают аналогичные потери при ходе подвижных частей прессы вниз.

Относительные потери энергии при возвратном ходе ползуна оценивались с помощью КПД возвратного хода η_b :

$$\eta_b = A_g / A_{\Sigma},$$

где A_{Σ} – суммарная энергия, расходуемая на подъем ползуна вверх.

При силе нажатия возвратного диска $T = 8 \text{ кН}$ величина КПД составляет $\eta_b = 14 \%$.

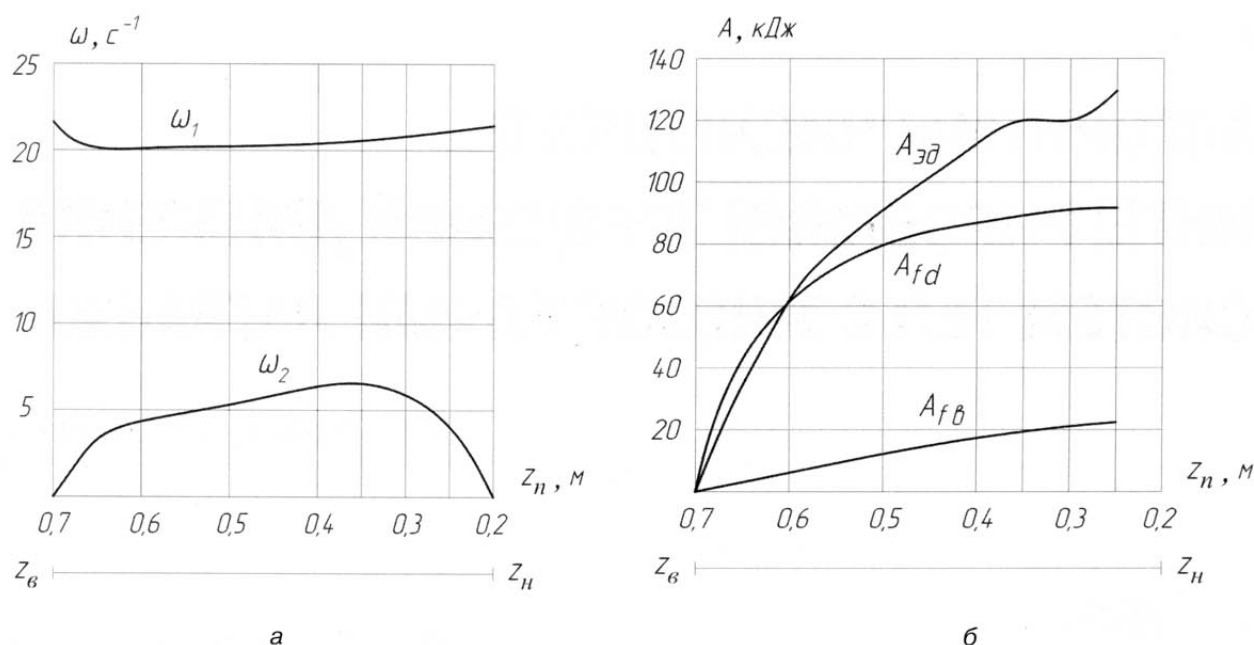


Рис. 7. Кинематические и энергетические характеристики пресса при возвратном ходе ползуна: а – угловые скорости диска и маховика; б – изменение энергии

При ходе ползуна вверх, также как и при ходе ползуна вниз, важнейшим параметром, определяющим кинематику и энергетику процесса, является сила нажатия T диска на маховик. В таблице представлены основные показатели, характеризующие процесс хода ползуна вверх.

Таблица

Параметры возвратного хода ползуна в зависимости от силы нажатия T диска на маховик

T , кН	t_b , с	z_1 , м	M_M , Нм	$A_{эд}$, кДж	A_{fd} , кДж	A_{fb} , кДж	η_b , %
6	5,6	0,40	1700	160	120	22,0	11,4
8	4,3	0,35	2000	130	92	22,5	14,0
10	3,3	0,28	2500	100	75	23,0	18,2
14	2,7	0,20	3500	87	66	24,0	21,0

Анализ полученных данных показывает, что увеличение силы нажатия T с 6 кН до 14 кН уменьшает: более чем в 2 раза – время включения фрикционного механизма t_b , в 2 раза – ход ползуна z_1 и приблизительно в 2 раза – работу электродвигателя $A_{эд}$ и потери при скольжении маховика по диску A_{fd} . Момент на маховике M_M увеличивается более чем в 2 раза, а потери на трение в винтовой паре A_{fb} увеличиваются незначительно.

Заключение

По результатам проведенного анализа фрикционного привода винтового пресса можно отметить следующее.

1. Представленное моделирование позволяет выполнить расчетный анализ фрикционного привода в уточненной постановке, оптимизировать конструктивные параметры пресса, при которых достигается максимальный КПД при разгоне маховика и подъеме ползуна вверх.

2. Наибольшие энергетические потери имеют место при возвратном ходе ползуна, который осуществляется возвратным диском лобовой фрикционной передачи. Для повышения эффективности винтовых фрикционных прессов следует применять другие конструкции механизмов подъема ползуна вверх.

Литература

1. Бочаров Ю.А. Винтовые прессы. – М.: Машиностроение, 1976. – 247 с.
2. Сторожев М.В. Расчет винтовых фрикционных прессов // Вестник машиностроения. 1959. №12. С. 19-21.