

К. В. ТИР
Доцент

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПИКА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ГЛАВНОМ ВАЛУ ТИГЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

При расчете деталей механизмов приводов тигельных печатных машин необходимо учесть величины возникающих пиков крутящих моментов, передаваемых их главными валами.

Величина таких пиков определяет максимальные расчетные нагрузки, периодически повторяющиеся при каждом цикле работы машины для зубьев шестерен привода, шпонок, для главного и приводного валов.

УСИЛИЕ, ПЕРЕДАВАЕМОЕ ШАТУНОМ

В период печатного контакта тигель движется строго поступательно, являясь ползуном аксиального кривошипно-шатунного механизма.

Схема кривошипно-шатунного механизма привода тигля и действующих сил со сложным движением изображена на рис. 1, где T_u — усилие, действующее вдоль оси шатуна; Q_y — равнодействующая суммарного давления тигля на форму; G — вес тигля; R_{n1} и R_{n2} — реакции направляющей поступательного движения тигля; fR_{n1} и fR_{n2} — силы трения скольжения, возникающие на трущихся поверхностях направляющей; l — опорная база направляющей; a — расстояние от опорной плоскости до направления равнодействующей Q_y ; b — расстояние от той же плоскости до оси шарнира шатуна на тигле (т. е. до центра цапф оси тигля); c — расстояние от центра давления на передней опоре до равнодействующей силы веса тигля; e — проекция расстояния от точки A до точки C на ось O_x .

Силами инерции частей пренебрегаем, так как их величины мало существенны в отличие от величины равнодействующей суммарного давления тигля на форму Q_y .

Составим три основных условия равновесия тигля —

первое условие $\Sigma P_y = 0$:

$$R_{n1} - R_{n2} - G = 0; \quad [1]$$

второе условие $\Sigma P_x = 0$:

$$f(R_{n1} + R_{n2}) + Q_y - T_u \cos \beta = 0; \quad [2]$$

третье условие $\Sigma M_A = 0$:

$$T_u \cos \beta \cdot b + R_{n2} l + Gc - T_u e \sin \beta - Q_y a = 0. \quad [3]$$

Из условия [1] найдем $R_{n1} = G + R_{n2}$. [4]

Подставляя [4] в [2], для R_{n2} найдем

$$f(G + 2R_{n2}) - Q_{\Sigma} - T_{ш} \cos \beta = 0$$

и

$$R_{n2} = \frac{T_{ш} \cos \beta - Q_{\Sigma} - fG}{2f}. \quad [5]$$

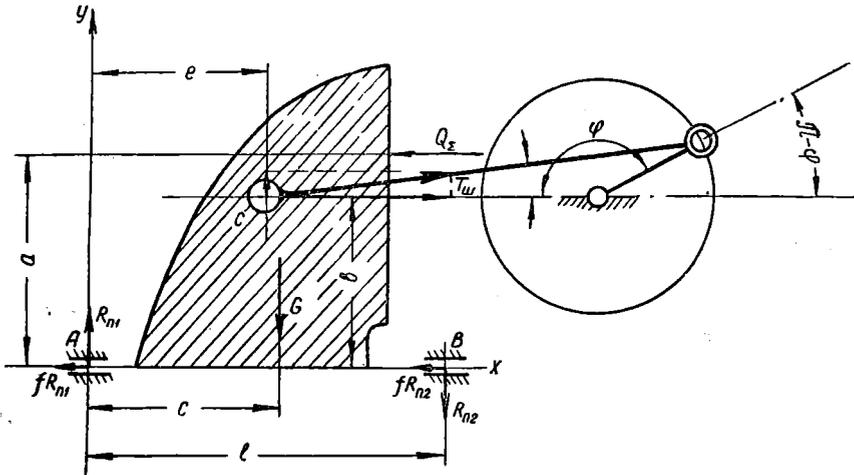


Рис. 1. Схема к определению усилия шатуна $T_{ш}$ тигельной машины со сложным движением тигля.

Подставляя [5] в [3], находим

$$T_{ш} b \cos \beta + \frac{T_{ш} l \cos \beta}{2f} - \frac{Q_{\Sigma} l}{2f} - \frac{fGl}{2f} + Gl - T_{ш} e \sin \beta - Q_{\Sigma} a = 0 \quad [6a]$$

и

$$T_{ш} = \frac{Q_{\Sigma} (2af + l) - 2fGc + fGl}{2bf \cos \beta + l \cos \beta - 2fe \sin \beta}.$$

Суммарное давление тигля на форму Q_{Σ} возникает в самом конце хода тигля, когда угол $\beta \rightarrow 0$.

Поэтому для упрощения решения задачи примем $\sin \beta \approx 0$ и $\cos \beta \approx 1$. Тогда уравнение [6a] упрощается к виду

$$T_{ш} = Q_{\Sigma} \frac{(2af + l) - \frac{G}{Q_{\Sigma}} f(2c - l)}{2bf + l}. \quad [6b]$$

Разделив числитель и знаменатель на l , приведем [6b] к окончательному виду

$$T_{ш} = \left[\frac{1 + 2\frac{a}{l}f + \frac{G}{Q_{\Sigma}}f\left(1 - 2\frac{c}{l}\right)}{1 + 2\frac{b}{l}f} \right] Q_{\Sigma}. \quad [7]$$

Рассчитывая пик крутящего момента на главном валу привода мы должны, очевидно, исходить из самых сложных условий работы машины, когда суммарное давление тигля на форму является близким к максимуму.

Для наиболее распространенных форматов тигельных машин Q_2 измеряется по крайней мере 5—10 тыс. кг, а вес тигля G не превышает 100—150 кг. Коэффициент трения скольжения тигля по направляющим можно оценить $f \approx 0,1$.

Поэтому

$$\frac{G}{Q_2} f \left(1 - 2 \frac{c}{l}\right) \approx \frac{150}{5000} \cdot 0,1 (1 - 20,8) \leq 0,002 \quad [7a]$$

и, следовательно, третьим членом числителя в формуле [7] можно пренебречь.

Тогда

$$T_{ш} \approx Q_2 \left(\frac{1 + 2 \frac{a}{l} f}{1 + 2 \frac{b}{l} f} \right). \quad [8]$$

При правильной установке формы на талере $a \approx b$, в связи с чем при дальнейших расчетах с достаточным приближением можно принять

$$T_{ш} \approx Q_2. \quad [9]$$

СУММАРНОЕ ДАВЛЕНИЕ НА ТИГЕЛЬ КАК ФУНКЦИЯ УГЛА ПОВОРОТА КРИВОШИПА

Для того, чтобы провести анализ изменений величины крутящего момента на главном валу, необходимо выразить значение Q_2 в виде функции угла поворота кривошипа φ .

Как известно¹, суммарное давление тигля на форму определяется величиной

$$Q_2 = \sqrt[m]{\frac{F' x_g}{\delta}} \gamma \alpha F_o = \gamma \alpha F_o \sqrt[m]{\frac{E'}{\delta}} \sqrt[m]{x_g} = K \sqrt[m]{x_g}, \quad [10]$$

где E' — условный модуль упругости декеля $\left(\frac{\text{кг}^m}{\text{см}^{2m}}\right)$;

m — показатель степени параболической диаграммы сжатия декеля;

F_o — площадь формы в см^2 (по ее габаритам);

x_g — абсолютная деформация декеля (в см);

α — коэффициент заполнения формы;

γ — коэффициент, учитывающий влияние „ореолов“, возникающих по периметру всех печатающих элементов формы;

δ — первоначальная толщина декеля (в см).

¹ См. работу автора «Нагрузки, возникающие при печати на печатных машинах». Сб. трудов Украинского н.-и. инст-та полиграфии, в. первый (1937).

В формуле [10]

$$K = \gamma \alpha F_0 \sqrt[m]{\frac{E^1}{\gamma}}, \quad [11]$$

то есть K для данных условий представляет постоянную величину. Таким образом, суммарное давление выражено функцией [10] от деформации декеля x_g .

Цель дальнейшего исследования — связать величины деформаций декеля и бумаги с углами поворота кривошипа.

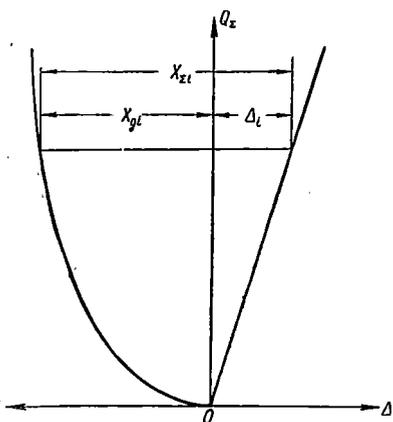


Рис. 2. Эпюры деформаций упруго-пластичной покрышки тигля (x) и системы пресса (Δ_i) как функция суммарной нагрузки Q_z .

Деформации декеля появляются с момента соприкосновения тигля с формой. Однако одновременно появляются и упругие деформации всей системы пресса (Δ), которые будем считать пропорциональными суммарной нагрузке на тигель Q_z ;

$$\Delta = k Q_z, \quad [12]$$

где k (см/кг) — коэффициент податливости системы пресса.

Поясним явления суммарной деформации декеля и элементов системы пресса диаграммой (рис. 2), выражающей взаимосвязь частных деформаций.

На этой диаграмме по оси ординат отложены величины суммарной нагрузки (Q_z) общей для декеля и системы пресса.

По оси абсцисс от начала координат вправо отложены деформации системы пресса, а влево — деформации декеля.

Линии Δ (Q_z) и x_g (Q_z) выражают соответствующие частные взаимосвязи.

Тогда для произвольной величины суммарного давления Q_z , сумма деформаций декеля и системы пресса выразится суммой абсцисс по одной и той же горизонтали:

$$x_{zi} = x_{gi} + \Delta_i = (\overline{Oa} + \overline{Ob}) \mu_l, \quad [13]$$

где μ_l — масштаб длин диаграммы.

Подставляя в [12] [10], выразим собственные упругие деформации системы пресса через деформации декеля

$$\Delta_i = k Q_{zi} = k K \sqrt[m]{x_{gi}} \quad [14]$$

или, подставляя [14] в [13], найдем, что

$$x_{zi} = x_{gi} + k K \sqrt[m]{x_{gi}}. \quad [15]$$

Величина максимальной деформации декеля (x_{gm}) определяется его физико-механическими свойствами и величиной необходимого с технологической точки зрения максимального удельного давления, зависящего

от свойств тиражной бумаги, краски, характера формы, окружающих температурных и атмосферных условий

$$[\sigma_m] = \sqrt[m]{\frac{E' x_{gm}}{\delta}} \text{ и } x_{gm} = \frac{\delta [\sigma_m]^m}{E'}. \quad [16]$$

Принимая во внимание значения [15] и [16], определяем угол поворота кривошипа φ_0 (рис. 3), при котором начнется контакт декаля с формой, из условия

$$x_{\Sigma} = 2r - x = x_{gm} + k K \sqrt[m]{x_{gm}}. \quad [17]$$

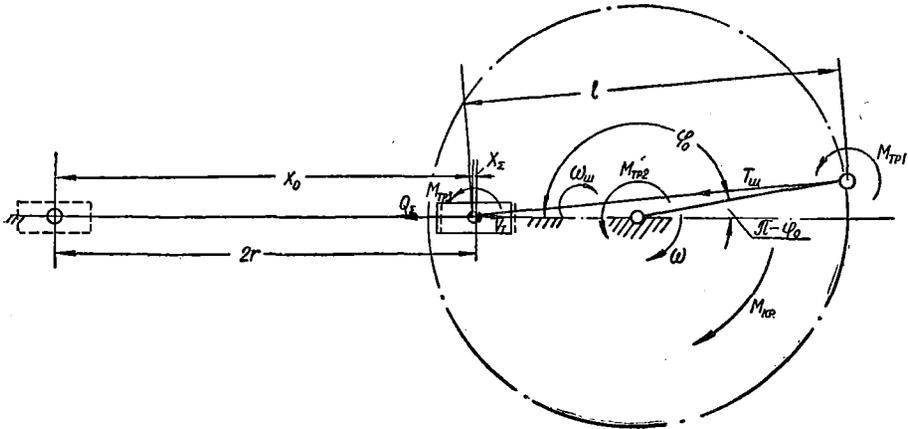


Рис. 3. Схема к определению крутящего момента ($M_{кр}$) на главном валу тигельной машины.

Но для кривошипно-шатунного механизма, как известно,

$$x = r(1 - \cos\varphi) + \frac{r\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi), \quad [18]$$

поэтому [17] можно выразить так

$$r\left(1 - \frac{\lambda}{4} + \cos\varphi_0 + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi_0\right) = x_{gm} + k K \sqrt[m]{x_{gm}}, \quad [19]$$

откуда определяется угол поворота (положение) кривошипа в момент начала контакта тигля с формой

$$\varphi_0 = \arccos \left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} + \frac{2\left(x_{gm} + k K \sqrt[m]{x_{gm}}\right)}{\lambda r} - \frac{2}{\lambda} + 1} \right]. \quad [20]$$

При изменении угла поворота кривошипа в пределах $\varphi_0 < \varphi < \pi$, то есть после начала контакта тигля с формой, суммарное давление Q_{Σ} будет нарастать; когда тигель придет в крайнее положение ($\varphi = \pi$, деформация декаля будет наибольшей (x_{gm}) и Q_{Σ} достигнет своего максимума $Q_{\Sigma m}$.

Для каждого промежуточного частного значения деформации декеля x_{gi} в интервале: $0 < x_{gi} < x_{gm}$, угол поворота кривошипа φ_i , можно определить по формуле, полученной аналогично [20]:

$$\varphi_i = \arccos \left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \frac{2(x_{gi} + kKx_{gi}^{\frac{1}{m}})}{\lambda r} + \frac{2}{\lambda} \cos \varphi_0 + \frac{1 + \cos 2\varphi_0}{2}} \right]. \quad [21]$$

Соответственно можно найти усилие шатунов

$$T_{ш} \cong Q_{ш} = K \sqrt{x_{gi}^m}.$$

ОЦЕНКА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ГЛАВНОМ ВАЛУ

Рассмотрим теперь более подробно величину крутящего момента на главном валу тигельной машины (M_{kp}).

Из сравнения мгновенных мощностей всех действующих сил можно записать (см. рис. 3)

$$M_{kp}\omega = Q_{ш}v_T + M_{Tp1}(\omega - \omega_{ш}) + M_{Tp2}\omega + M_{Tp3}\omega_{ш}, \quad [22]$$

где ω — угловая скорость кривошипа;

v_T — скорость поступательного движения тигля;

M_{Tp1} — момент сил трения на пальце кривошипа;

M_{Tp2} — момент сил трения в подшипниках главного вала;

$\omega_{ш}$ — угловая скорость шатуна (в период контакта она имеет положительное значение);

M_{Tp3} — момент сил трения на цапфах эксцентричной оси тигля.

Из теории механизмов и машин известно, что скорость тигля (ползуна аксиального кривошипно-шатунного механизма) равна

$$v_T = \omega r \xi,$$

где

$$\xi = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi. \quad [23]$$

В период печатного контакта угол наклона шатуна $\beta \geq 0$.

Поэтому, подставив [23] и [24] в [22] и разделив левую и правую часть этого выражения на ω , найдем

$$M_{kp} \cong Q_{ш}r(\xi + \mu), \quad [25]$$

где (ξ_φ) определяется из [23], а

$$\mu = f_k \frac{r_k}{r} (1 - \lambda) + f_u \frac{r_u}{r} + \lambda f_k \frac{r_o}{r}$$

или

$$\mu \cong f_k \frac{r_k}{r} + f_u \frac{r_u}{r}, \quad [26]$$

причем в [26]

f_k — коэффициент трения на цапфах кривошипов и цапфах оси тигля;

f_u — коэффициент трения в подшипниках главного вала;
 r_k — величина радиуса цапфы кривошипа;
 r_u — величина радиуса цапфы главного вала;
 $r_o \cong r_k$ — величина радиуса цапфы оси тигля.

С учетом [10] и [11] формула [25] может быть выражена в виде функции от x_g

$$M_{kp} = K x_g^m r (\xi + \mu). \quad [27]$$

В [27] величины K , r и μ являются для заданных условий постоянными, а x_g и ξ — функциями положения механизма, определяемого углом поворота кривошипа φ .

При изменении угла φ в пределах $\varphi_o < \varphi < \pi$ происходит монотонное нарастание деформаций декеля от 0 до x_{gm} и в то же время монотонное убывание безразмерного коэффициента скорости тигля ξ от некоторого значения ξ_o в момент встречи тигля с формой до 0.

Поэтому определение максимального значения крутящего момента на главном валу требует особого анализа.

С этой целью

а) по диаграмме сжатия декеля или по механическим характеристикам декеля (E' , m), задавая ряд значений x_{gi} в пределах от 0 до

$$x_{gm}, \text{ находим значения } \sigma_i = \sqrt[m]{E' \frac{x_{gi}}{\delta}};$$

б) находим соответственные значения суммарных нагрузок на тигель $Q_{\Sigma i} = \alpha \gamma F_{\sigma} \sigma$;

в) находим собственные деформации прессы:

$$\Delta = k Q_{\Sigma i};$$

г) находим суммарные деформации системы:

$$x_{\Sigma i} = x_{gi} + \Delta_i;$$

д) находим соответственные значения углов поворота кривошипа φ_i из условия [21]

$$\varphi_i = \arccos \left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \frac{2x_{\Sigma i}}{\lambda r} + \frac{2}{\lambda} \cos \varphi_o + \frac{1 + \cos 2\varphi_o}{2}} \right],$$

где φ_o определяется из [20];

е) определяем значения $\xi_i = \sin \varphi_i + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_i$;

ж) подсчитываем значения M_{kp} по формуле [27] и, построив диаграмму $M_{kp}(\varphi)$, определяем максимальное значение M_{kpm} .

Определение φ_i и $\xi + \mu$ более рационально производить графоаналитически.

С этой целью строим совмещенные графики $2r - x = f_1(\varphi)$, $\xi(\varphi)$ и $\xi + \mu = f_2(\varphi)$ (рис. 4).

Отложив величину ординаты $x_{\Sigma m} = \overline{OK}$, проводим горизонталь $K_1 - K_2$ до пересечения в точке K_2 с кривой $2r - x$.

Для определений произвольного значения $\xi + \mu$ достаточно отложить от точки K_2 вниз величину $x_{\Sigma i} = \overline{K_2 K}$, найденную описанным путем (см. пункты а, б, в, г), а затем провести горизонталь $K_3 K_4$ до пересечения с кривой $2r - x$. Точка K_4 определяет соответствующие значения угла φ_i и ординаты $\xi + \mu$, как это иллюстрируется ключом на схеме, изображенной на рис. 4.

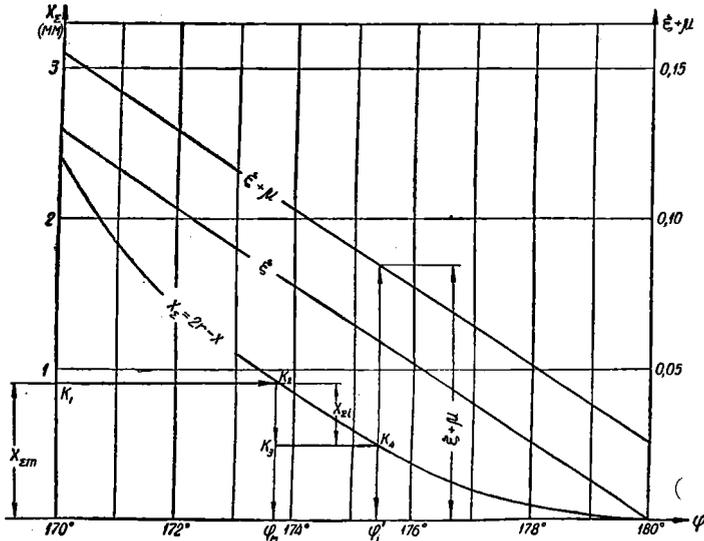


Рис. 4. Графический расчет углов поворота кривошипа (φ_i) и коэффициента крутящих моментов $\left(\xi + \mu = \frac{M_{кр}}{Q_{\Sigma} r}\right)$ по суммарным деформациям $x_{\Sigma} = 2r - x$.

При $\varphi = \pi$, $\xi = 0$ и $M_{кр.0} = Q_{\Sigma m} r \mu$.

Максимальный крутящий момент $M_{кр.m}$ всегда больше $M_{кр.0}$

$$M_{кр.m} = N M_{кр.0} = N Q_{\Sigma m} r \mu, \quad [28]$$

где $N > 1$.

Для обычных конструктивных расчетов можно принять $f_k = f_u = 0,1$; $\lambda \cong 0,25$; $\frac{r_k}{r} = \frac{r_u}{r} \cong 0,125$ и $\mu \cong 0,025$, а поэтому принимаем

$$M_{кр.m} \cong N \cdot \frac{Q_{\Sigma m} \cdot r}{40}. \quad [29]$$

Значение расчетного коэффициента $N = \frac{M_{кр.m}}{M_{кр.0}}$ зависит от податливости системы пресса тигельной машины.

$$\text{ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА } N = \frac{M_{кр.m}}{M_{кр.0}}$$

Для иллюстрации предлагаемого метода проведем конкретное исследование значений $N = \frac{M_{кр.m}}{M_{кр.0}}$ для тяжелой тигельной машины формата 30×42 см.

Деколь средней жесткости $E' = 17,1 \text{ кг/см}^2$; $m = 0,355$; толщина $\delta = 1,5 \text{ мм}$; максимальное удельное давление при печати — 45 кг/см^2 , при плашке форматом до 600 см^2 . Если $\sigma_m = 45 \text{ кг/см}^2$ относительное сжатие деколя (по диаграмме сжатия) $\epsilon = 0,25$ и $x_{gm} = 0,375 \text{ мм}$.

Величина радиуса кривошипа $r = 21 \text{ см}$ при геометрическом факторе $\lambda = \frac{r}{l} = 0,25$.

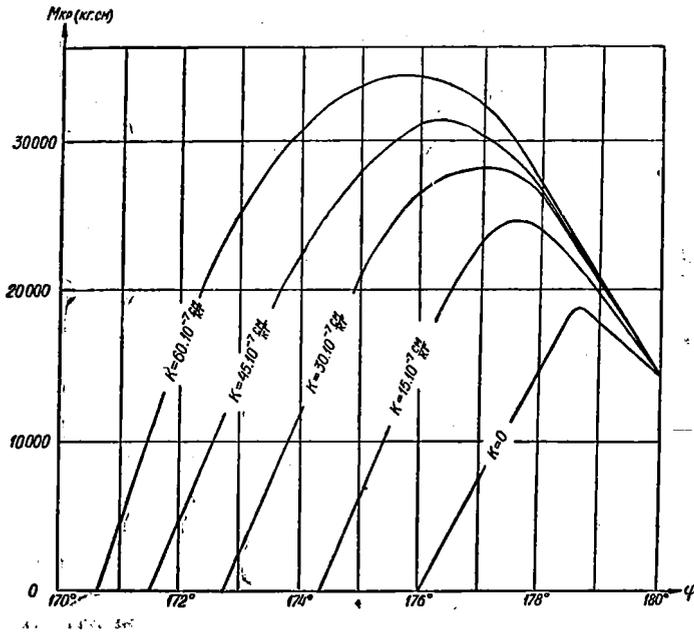


Рис. 5. Эпюры изменения крутящих моментов на главном валу тигельной машины как функции углов поворота кривошипа (φ) и коэффициентов податливости системы прессы (κ).

Значения коэффициента податливости системы прессы при исследовании принимаем последовательно $\kappa = 0,15 \cdot 10^{-7}$; $30 \cdot 10^{-7}$; $45 \cdot 10^{-7}$; $60 \cdot 10^{-7} \text{ см/кг}$.

На рис. 5 представлены диаграммы изменения крутящих моментов на главном валу тигельной машины от суммарной нагрузки на тигель в зависимости от углов поворота кривошипа и коэффициентов податливости системы прессы $\kappa = \frac{\Delta}{Q}$, значения которых указаны у соответствующих кривых $M_{kp}(\varphi)$.

Эти диаграммы наглядно иллюстрируют влияние собственной податливости системы прессы тигельной машины на нагрузки в механизме привода ее тигля, а также на продолжительность печатного контакта.

Действительно, относительное время продолжительности печатного контакта может быть выражено величиной

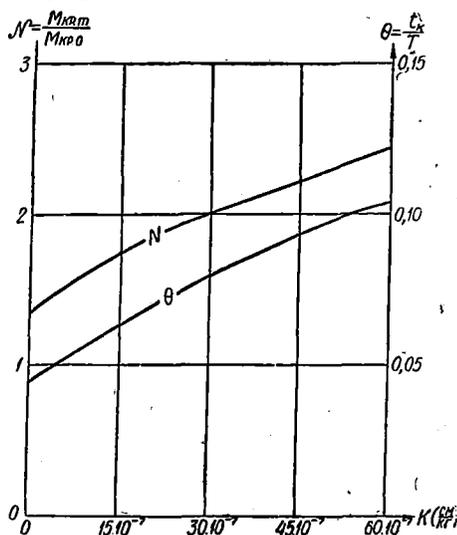
$$\Theta = \frac{2(\pi - \varphi_0)}{\pi} = \frac{t_{\kappa}}{T},$$

где t_k — продолжительность печатного контакта (в сек.), а $T = \frac{60}{n}$ — продолжительность периода кинематического цикла.

Обработывая данные графиков (рис. 5), полученные в результате проведенного теоретического исследования, можем выразить для заданных условий коэффициент максимального крутящего момента (N) в виде следующей функции коэффициента податливости (κ)

$$N = 1,32 + \sqrt[1,4]{194000 \kappa}. \quad [30]$$

Графически эта зависимость выражена на рис. 6, где представлены



значения $\theta = \frac{t_k}{T}$ в виде функции от коэффициента податливости прессы $\kappa = \frac{\Delta}{Q_{\Sigma}}$.

С учетом найденных пределов изменения N и [29] можно оценить величину пика крутящего момента на главном валу

$$M_{кр.м} = (0,033 + 0,062) Q_{\Sigma m} \cdot r.$$

Следовательно, максимальный крутящий момент на главном валу тигельной машины равен произведению величины максимальной суммарной нагрузки на тигель на условное плечо, равное 3,3—6,2% от длины радиуса кривошипа. Меньшие значения плеч соответствуют малым нагрузкам на тигель при жесткой конструкции системы прессы, большие — максимальным нагрузкам легких машин.

Рис. 6. Результаты частного исследования $N = \frac{M_{кр.м}}{M_{кр.о}}$ и $\theta = \frac{t_k}{T}$ как функций коэффициента податливости системы прессы (κ).

Максимальный крутящий момент $M_{р.м}$ значительно превосходит крутящий момент, сообщаемый главному валу двигателем и выражаемый формулой $M_{кр} = 71620 \frac{N}{n_{2,4}} \cdot \eta$, где N — мощность электродвигателя в л. с., $n_{2,4}$ — число оборотов главного вала тигельной машины (число циклов) в минуту, η — к. п. д. механизма трансмиссии привода.

Избыточный крутящий момент возникает вследствие периодической неравномерности хода машины, при которой маховик то аккумулирует избыточную энергию электродвигателя, превращающуюся в дополнительную кинетическую энергию маховика, то отдает эту энергию в период пика нагрузки при печатном контакте.

Отметим, что описанный метод определения $M_{кр.м}$ эффективен и при расчете ряда других производственных машин (кривошипных, эксцентриковых прессов, поршневых двигателей и насосов и т. п.).

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАТЛИВОСТИ

В связи с тем, что на работу механизмов привода машины значительно влияет коэффициент податливости системы пресса $\kappa = \frac{\Delta}{Q_{\Sigma}}$ см/кг, рассмотрим методику его оценки.

На рис. 7 изображена схема кривошипно-шатунного механизма привода тигля и остальных элементов системы пресса.

В период печатного контакта под влиянием возникшей суммарной нагрузки на тигель Q_{Σ} и соответствующей реакции талера появятся следующие упругие деформации всей системы пресса, приведенные к тиглю (то есть составляющие суммарный отход тигля):

- 1) деформация сжатия тела тигля Δ_1 ;
- 2) прогиб эксцентрической оси тигля Δ_2 ;
- 3) удлинение тела шатунов Δ_3 ;
- 4) прогиб пальцев кривошипа Δ_4 ;
- 5) деформация тела кривошипов Δ_5 ;
- 6) прогиб концов главного вала Δ_6 ;
- 7) деформация сжатия и изгиба талера и станины Δ_7 ;
- 8) деформации сжатия формы Δ_8 ;

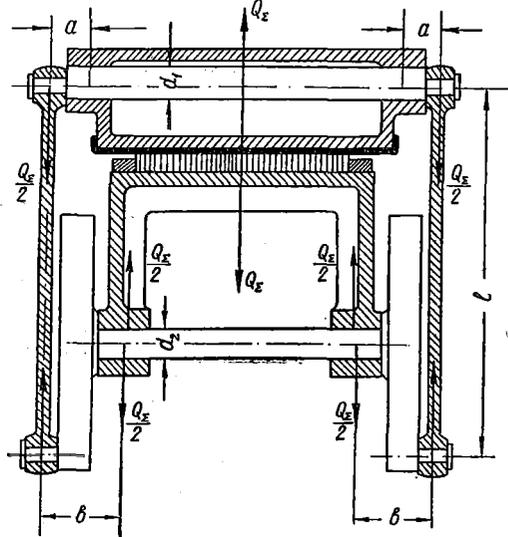


Рис. 7. Схема к расчету коэффициента податливости системы пресса.

Полагаем, что все элементы системы пресса подчиняются закону Гука, то есть

$$\Delta_1 = \kappa_1 Q_{\Sigma}; \Delta_2 = \kappa_2 Q_{\Sigma}; \Delta_3 = \kappa_3 Q_{\Sigma}; \dots ; \Delta_8 = \kappa_8 Q_{\Sigma},$$

где $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3, \dots, \kappa_8$ — соответственно коэффициенты податливости рассматриваемых частей машины.

Суммарное относительное смещение (отход) плоскости тигля от плоскости талера определяется величиной

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_8 = (\kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_8) Q_{\Sigma} = \kappa Q_{\Sigma}. \quad [31]$$

Для упрощения расчетов деформациями $\Delta_1, \Delta_5, \Delta_7$ и Δ_8 , весьма малыми по сравнению с остальными деформациями частей машины, можно пренебречь.

Тогда приближенно можно считать:

$$\Delta \cong (\kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4 + \kappa_6) Q_{\Sigma} = \kappa Q_{\Sigma}. \quad [32]$$

Используя известные формулы из теории сопротивления материалов, выражающие величины упругого прогиба или растяжения-сжатия деталей, оценим (см. обозначения на рис. 7)

$$\begin{aligned}\Delta_2 &= \frac{Q_{\Sigma} a^3}{6EI} = \frac{Q_{\Sigma} a^3}{0,3E d_1^4}, \\ \Delta_3 &= \frac{Q_{\Sigma} l}{2EF_{ш}}, \\ \Delta_4 + \Delta_6 &\cong \frac{Q_{\Sigma} b^3}{0,3E d_2^4},\end{aligned}\quad [33]$$

где E (кг/см^2)—модуль упругости для стали; $E=2,1 \cdot 10^6$; $F_{ш}$ —сечение шатуна в см^2 .

Подставляя [33] в [32], найдем

$$\kappa = \kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4 + \kappa_6 = \frac{1}{E} \left[3,33 \left(\frac{a^3}{d_1^4} + \frac{b^3}{d_2^4} \right) + \frac{l}{2F_{ш}} \right]$$

или, обозначив геометрические параметры $\frac{a}{d_1} = \alpha$ и $\frac{b}{d_2} = \beta$, получим

$$\kappa \cong \frac{1}{E} \left[3,34 \left(\alpha^3 + \beta^3 \right) + \frac{l}{2F_{ш}} \right]. \quad [34]$$

Значения коэффициентов податливости κ для существующих конструкций тигельных машин колеблются в пределах от $5 \cdot 10^{-7}$ до $40 \cdot 10^{-7}$ (см/кг).

Наибольшее влияние на коэффициент податливости пресса оказывают деформации шатунов.

Отношение $\frac{\kappa}{\kappa_3} = 1,02 \div 1,12$. Поэтому для практических расчетов можно принять среднее значение

$$\kappa \cong 1,07 \kappa_3 = \frac{1,07 l}{2EF_{ш}}. \quad [35]$$

В заключение обратим внимание на то обстоятельство, что величина максимальной деформации сжатия декеля (x_{gm}) при заданных условиях является величиной постоянной, не зависящей от общей площади печатающих элементов формы (αF_0) и суммарного давления (Q_{Σ}), в то время как абсолютные деформации частей системы пресса находятся в прямой зависимости от Q_{Σ} .

ВЫВОДЫ

1. Величина пика крутящего момента на главном валу тигельной машины и продолжительность времени печатного контакта тигля с формой зависят не только от величины суммарной нагрузки, режима работы и состояния трущихся поверхностей механизма привода тигля, но также и от податливости системы пресса.
2. Предложена методика уточненного расчета величины пика крутящего момента на главном валу тигельной машины с учетом коэффициента податливости системы пресса.
3. Предложен метод укрупненной оценки величины пика крутящего момента на главном валу тигельной машины: $M_{кр.м} = \frac{N Q_{\Sigma} r}{40}$,

где $N \cong 1,32 + \sqrt[1,4]{194000}$ κ причем κ (см/кг) определяется приближенно по формуле [35] или более точно по формуле [34].