

Я. И. Чехман

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИВОДА ТАЛЕРА ДВУХОБОРОТНОЙ ПЛОСКОПЕЧАТНОЙ МАШИНЫ ДПП

### 1. Постановка вопроса

В существующих двухоборотных машинах для частичного уравновешивания значительных сил инерции талера, возникающих в период реверса, применяются воздушные амортизаторы. Их цилиндры попарно закреплены на раме каркаса машины, а поршни насажены на штоках, жестко связанных с талером. Несмотря на широкое распространение воздушных амортизаторов, для отечественных двухоборотных машин до настоящего времени не разработаны объективные технические указания по регулировке положений поршней. Целью аналитических и экспериментальных исследований, проведенных автором в Украинском полиграфическом институте под руководством доцента К. В. Тира, являлось определение оптимальных параметров регулировки воздушных амортизаторов в зависимости от конкретных условий эксплуатации двухоборотной плоскопечатной машины ДПП.

При существующих размерах цилиндров (диаметр  $D=145$  мм, расчетная длина  $L=490$  мм) во время регулировки положения поршней с достижением определенной степени сжатия автоматически определяется величина опережения сжатия воздуха в цилиндрах до начала реверса:

$$a = L - (e + r),$$

где  $r$  — радиус кривошипа.

Для более объективной оценки влияния изменения параметров воздушных амортизаторов Рыбинским заводом, в порядке

технической помощи, были изготовлены дополнительные цилиндры, что дало возможность провести экспериментальные исследования при рабочих длинах цилиндров 370, 410, 450 и 490 мм.

При сжатии воздуха цилиндры амортизаторов создают противодавление, передаваемое штоками поршней на талер с целью сокращения влияния величины результирующей силы. Последняя складывается из сил сопротивления красочного аппарата, приведенной силы трения на роликовой каретке и сил инерции талера.

Талер попеременно является то ведомым звеном ведущей шестерни, передающей движение через зубчатую рейку кулисной

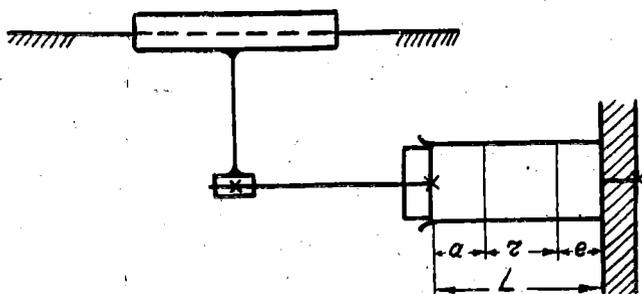


Рис. 1.

Схема устройства амортизаторов.

рамы, то ведомым звеном кривошипного механизма с поступательно движущейся кулисой, используемого для реверса талера. Таким образом, очевидно, что от параметров регулирования воздушных буферов зависят величина и характер нагрузки всех звеньев передаточных и исполнительных механизмов привода талера (усилия, передаваемые кривошипом механизма реверса, давления на подвижные и неподвижные створки кулис, крутящие моменты, передаваемые механизмами привода).

О том, что эти нагрузки при неправильной регулировке амортизаторов могут выходить за допустимые пределы, свидетельствуют многократные поломки наружных колец шарикоподшипников (роликов) пальца кривошипа и тела кривошипа, а также наблюдаемый недопустимо быстрый износ шестерен привода. Так как сжатие воздуха в конце рабочего хода талера начинается в процессе печати до реверса талера, то излишнее опережение сжатия воздуха в цилиндре нередко приводит к появлению дробления печати. При постановке исследований необходимо было учесть влияние всех перечисленных факторов для суждения об оптимальной регулировке воздушных буферных устройств талера.

## 2. Основные теоретические положения

В процессе работы на талер (рис. 2) действует сложная система сил. Основными из них являются:

**Технологические сопротивления** слагаются из сопротивлений, оказываемых красочным аппаратом, принятых равными  $70 \text{ кг}$  [5], сопротивлений от суммарной нагрузки на форму со стороны печатного цилиндра при печати, проявляющихся при движении в виде трения качения цилиндра и трения в опорах талера.

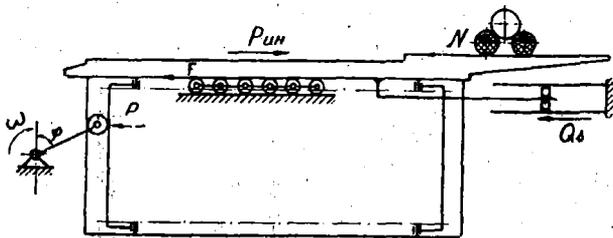


Рис. 2.

Горизонтальные силы, действующие на талер.

Силы трения в опорах в период реверса возникают под влиянием веса талера и роликовой каретки (трение качения и скольжения). Путем соответствующего подробного расчета сила трения, приведенная к талеру, оценена величиной  $T = 20 \text{ кг}$ .

Силы инерции талера оцениваются величиной:

$$P_{ин} = -m_{пр}\omega^2 r \sin \omega t,$$

где  $\omega^2 r \sin \omega t = \omega$  — ускорение при реверсе;

$m_{пр}$  — приведенная к талеру масса реверсируемых с ним частей машины;

$\omega$  — угловая скорость кривошипа кулисного механизма;

$r$  — его радиус;

$t$  — время, отсчитываемое от момента начала реверса.

Сила противодействия воздуха для пары цилиндров определяется величиной:

$$Q = 2p_0 \left[ \left( \frac{L}{L-x} \right)^k - 1 \right] \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $p_0$  — начальное давление воздуха (принимается  $p_0 = 1 \text{ ата}$ );

$x$  — текущее перемещение поршней в цилиндрах, отсчитываемое от начала отсечки воздуха;

$k$  — показатель степени политропы.

Учитывая конкретный характер показателя степени политропы ( $k$ ), мы, перед проведением аналитических расчетов, экспериментально исследовали действительную картину изменения давления воздуха в процессе работы машины. Для регистрации давления воздуха использовался специальный тензометрический прибор с проволочными датчиками, описанный ниже. Типичная диаграмма сжатия воздуха в цилиндре приведена на рис. 3.

Давление воздуха в цилиндрах амортизаторов, при работе без истечения, изменяется по политропическому закону с показателем степени политропы  $k = 1,35-1,4$  (при скорости работы машины 26—35 циклов/мин.). Из-за неплотности поршневых

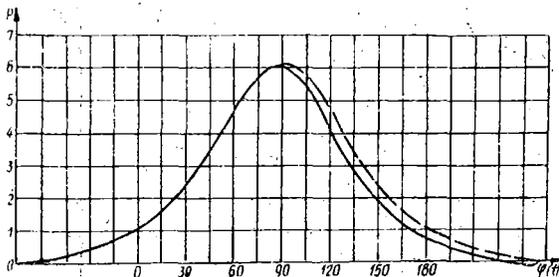


Рис. 3.

Диаграмма изменения давления воздуха в цилиндрах амортизаторов (экспериментальная запись).

колец в процессе сжатия происходит утечка воздуха, что выражается определенной асимметрией осциллограммы давления. Для иллюстрации этой утечки на участке диаграммы, соответствующем расширению воздуха, пунктирной линией нанесена кривая, симметричная кривой сжатия.

К концу выхода поршней из цилиндров наблюдается некоторое разрежение воздуха, вызванное утечкой и приводящее к открыванию обратных клапанов поршней. С увеличением скорости протекания процесса (т. е. с увеличением скорости работы машины) утечка воздуха относительно уменьшается, а показатель степени политропы приближается к верхнему пределу ( $k = 1,4$ ).

Зная, что величина сил трения и технологических сопротивлений сравнительно небольшая (когда машина работает, но псчатание не происходит), при аналитическом исследовании крутящих моментов (и мощностей), передаваемых на вал привода талера в процессе реверса, учтены только силы инерции масс, приведенных к талеру, и противодействие, создаваемое воздушными амортизаторами.

На рис. 4 изображены совмещенные диаграммы изменения сил инерции талера (наклонная прямая линия) и противодав-

лений воздушных амортизаторов (кривая линия), как функций перемещения талера в конце его хода. Линейный характер функции  $P_{ин}(s)$ , где  $s$  — перемещение талера, следует из зависимости:  $s = r \sin \omega t$  (при реверсе талера), т. е.

$$P_{ин} = m \omega^2 r \sin \omega t = m \omega^2 s, \text{ или } \frac{P_{ин}}{s} = m \omega^2 = \text{const.}$$

Так как при любой регулировке поршней амортизаторов характер диаграммы сохраняется, то, практически, при реверсе неизбежно появляется результирующая сила  $P_{рез} = P_{ин} - Q$ , знак которой зависит от величины геометрически слагаемых сил.

Мощность, передаваемая на кривошип, выражается величиной:

$$\text{до реверса } N_1 = F_{рез} V_T = Q \omega r,$$

$$\text{при реверсе } N_2 = P' V_T = (Q - P_{ин}) \omega r \cos \omega t.$$

Это дает основание применить следующий графоаналитический метод, предложенный доцентом К. В. Тиром для определения диаграммы крутящих моментов.

Отложим по оси абсцисс (рис. 4) все линейные величины в относительном виде, приняв длину цилиндра  $L$  за модуль измерения ( $\frac{L}{L} = 1$ ). Тогда величина хода талера при реверсе,

$$\text{равная радиусу кривошипа, получит значение } r = \frac{r}{L} L = \varrho L,$$

$$\text{где } \varrho = \frac{r}{L}; \text{ длина, выражающая величину опережения } a = \frac{a}{L} L =$$

$$= a L, \text{ где } a = \frac{a}{L}; \text{ относительное сжатие } \varepsilon = \frac{e}{L}. \text{ По оси ординат,}$$

в произвольном масштабе, откладываем относительные величины давления сжимаемого воздуха:

$$\xi = \frac{p_n}{p_0} = \left( \frac{1}{1 - \chi} \right)^k - 1,$$

где  $\chi = \frac{x}{L}$  — относительное перемещение поршня в цилиндре,

изменяющееся в пределах  $0 \leq \chi < 1$  независимо от истинной длины цилиндра.

Отложив произвольные значения  $a$  и  $\varepsilon$ , найдем однозначно  $\varrho = 1 - (a + \varepsilon)$ , чем определяется длина цилиндра при заданном радиусе кривошипа  $r$ :

$$L = \frac{r}{\varrho} = \frac{r}{1 - (a + \varepsilon)}, \text{ а также } a = a L \text{ и } e = \varepsilon L.$$



Поэтому:

$$M_{кр} = \left[ \frac{1}{(1-\chi)^k} - 1 - i_m \cdot \frac{\chi - \alpha}{\rho} \right] \sqrt{1 - \left( \frac{\chi - \alpha}{\rho} \right)^2} p_0 F_2 r \text{ [кгМ]}. \quad (2)$$

В формуле (2) величина

$$\left[ \frac{1}{(1-\chi)^k} - 1 - i_m \cdot \frac{\chi - \alpha}{\rho} \right] \sqrt{1 - \left( \frac{\chi - \alpha}{\rho} \right)^2} \cdot p_0 r = M_{ед} \left[ \frac{\text{кгМ}}{\text{см}^2} \right] \quad (3)$$

представляет крутящий момент, возбуждаемый на валу кривошипа давлением на  $1 \text{ см}^2$  площади поршня, названный нами единичным. Следовательно, для определения крутящих моментов достаточно воспользоваться диаграммой  $p_n(\chi)$  и нанесенными прямой  $i(\chi)$  и дугой радиуса  $\rho$ , с центром в точке  $\Theta_1$  пересечения оси  $\chi$  и прямой  $i(\chi)$ . Беря величины отрезков  $p_n - i$  (или  $i - p_n$ ) и умножая их на величины отрезков  $y = n_1 n_2$  в масштабе  $\rho$  ( $y = \rho \cos \varphi$ ), находим величины  $\frac{M_{ед}}{p_0 r}$ , а умножая их на постоянный множитель  $r = 0,18 \text{ м}$  ( $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ ), определяем значения  $M_{ед}$ . Определение истинных крутящих моментов производится умножением  $M_{ед}$  на  $F_2$  ( $\text{см}^2$ ).

На рис. 5 представлена диаграмма крутящих моментов в период реверса, построенная по результатам аналитического

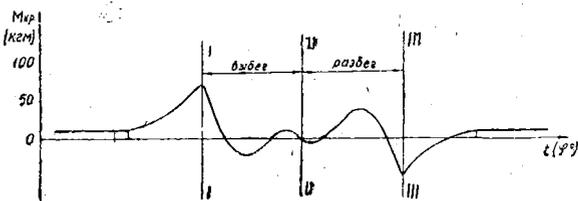


Рис. 5.

Теоретическая диаграмма крутящих моментов на валу привода талера в период реверса.

расчета с учетом сил инерции, противодействия воздуха, сопротивления аппарата и сил трения, причем использована экспериментальная диаграмма противодействия воздуха. Расчет произведен для скорости работы машины  $n=34 \text{ ц/мин}$  и максимального давления воздуха в цилиндрах буферов (при их существующей полезной длине  $L=490 \text{ мм}$ ) — 6 ати. На рис. 5 и в аналогичных случаях в дальнейшем вертикальными линиями и римскими цифрами обозначены соответственно: I—I — начало реверса, II—II — крайнее положение талера и III—III — конец реверса.

Как видно из диаграммы, в процессе равномерного перемещения талера крутящие моменты примерно постоянной величины создаются за счет сопротивлений красочного аппарата и сил трения. Возрастание моментов к началу реверса, достигающих иногда величины максимальной в процессе цикла, происходит за счет опережающего действия воздушных амортизаторов. Следует заметить, что в существующих двухоборотных машинах типа ДПИ, ДПМ начало сжатия воздуха и увеличение крутящих моментов на валу привода талера происходит в тот момент, когда талер не дошел до начала реверса на 160—200 мм, т. е. когда процесс печатания еще не закончен (окончание печати происходит за 28 мм хода талера до начала реверса).

Достижение качественной печати, при прочих равных условиях, возможно при отсутствии смещения поверхности печатного цилиндра относительно формы (талера). Рассматривая привод печатного цилиндра (рис. 6) с учетом податливости промежу-

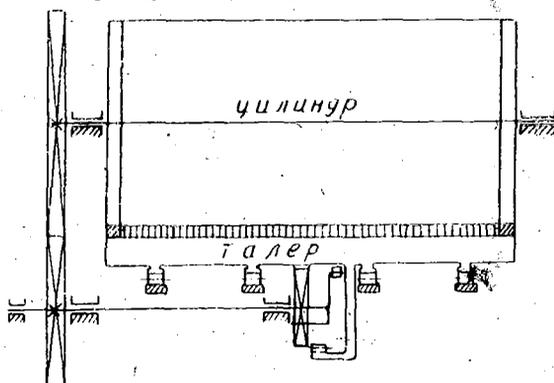


Рис. 6.

Система талера и печатного цилиндра.

точных звеньев механизма привода талера, главным образом его вала, обратим внимание на то, что в период опережающего действия воздушных амортизаторов, талер приводится в движение либо с помощью вала кривошипной шестерни и при этом возможно смещение поверхности печатного цилиндра относительно талера за счет деформации кручения вала, либо с помощью фрикционной связи с печатным цилиндром, при этом вал привода талера разгружается. Фрикционная связь возникает либо за счет натяга между ограничительными кольцами цилиндра и ростовыми планками талера, либо за счет трения между давящей поверхностью цилиндра и печатной формой.

После окончания периода реверса действие воздуха на поршни талера продолжается, что вызывает соответствующее закручивание вала привода и способствует возникновению его крутильных колебаний во время теоретически равномерного

хода талера. Появление крутильных колебаний вала закономерно вытекает из наличия значительных по величине знакопеременных крутящих моментов в период реверса. Увеличению моментов от крутильных колебаний вала привода талера способствует также близость частоты колебаний возмущающей знакопеременной нагрузки в период реверса к частоте собственных упругих колебаний системы привода талера. Упругие крутильные колебания оказывают влияние на процесс печати и, при недостаточном предварительном натяге между опорными кольцами печатного цилиндра и ростовыми планками талера, приводят к дроблению печати. Следовательно, одним из важнейших критериев для обоснования рекомендаций по регулировке воздушных амортизаторов является уменьшение крутящих моментов и сокращение крутильных колебаний вала, что ведет к снижению нагрузок на привод талера и улучшению условий печати.

Необходимо также стремиться к уменьшению величины результирующей неуравновешенной силы, действующей на палец кривошипа (рис. 7). Неуравновешенная сила, в зависимости от

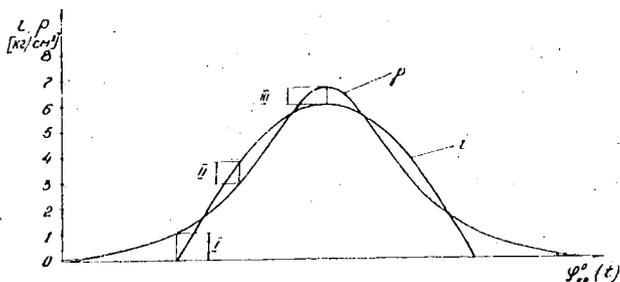


Рис. 7.

Регулировка амортизаторов талера, основанная на выравнивании экстремумов неуравновешенных сил (по данным б/Рыбинского филиала НИИполиграфмаша).

ее направления, может передаваться на палец кривошипа либо через подвижную, либо через неподвижную створки кулисы. До начала реверса силы от талера передаются через зубья рейки на зубья шестерни привода талера. В момент начала реверса кинематическая связь зацеплений прекращается и талер становится ведомым звеном кривошипно-кулисного механизма. Вход пальца кривошипа в паз кулисы неизбежно сопровождается соударением контактирующих поверхностей.

Таким образом, из анализа диаграммы сил инерции и противодавлений воздуха на  $1 \text{ см}^2$  поршня (рис. 4 и рис. 7) следует, что на протяжении сжатия воздуха в цилиндрах возникает три характерных периода: 1-й период — сжатие воздуха до начала реверса; скорость талера постоянна и крутящие моменты на валу привода талера монотонно растут по мере повышения давления

воздуха; пик крутящего момента здесь всегда соответствует моменту начала реверса:

$$M_{кр1} = p_1 \cdot F_{\Sigma} \cdot r \quad [\mu\Gamma\text{м}]$$

2-й период — сжатие воздуха после начала реверса в той фазе, когда  $p < i$ . Величина максимального крутящего момента  $M_{кр II}$  в этот период определится по формуле (2) при экстремальном значении  $\chi$ . 3-й период — в конце хода талера при  $p_n > i$ . Здесь величины крутящих моментов сравнительно невелики, но возникает необходимость ограничения усилия, действующего на подвижную створку кулисы ( $P_{ств}$ ).

Разрабатывая рекомендации по регулировке амортизаторов, б/Рыбинский филиал НИИПолиграфмаша исходил из равенства неуравновешенных сил в различные периоды реверса (равенство отрезков I=II=III на рис. 7). Действие неуравновешенной силы на детали привода непрерывно меняется на протяжении реверса. В начальный период она передается через подвижную створку на внешний подшипник качения пальца кривошипа и перегружает соответствующий палец шарнира створки. В конце хода талера неуравновешенная сила действует также через один из подшипников качения пальца кривошипа на середину подвижной створки кулисы. В промежуточных положениях талера эта сила действует на неподвижную створку кулисы через пару подшипников качения пальца кривошипа. Наиболее неблагоприятными с точки зрения прочности пальца и тела кривошипа, а также подвижной створки кулисы, являются силы, действующие в момент начала и середины реверса (в конце хода талера). Поэтому наиболее целесообразно производить регулировку воздушных амортизаторов из условий равенства пиков крутящих моментов в различные периоды и ограничения неуравновешенной силы в конце хода талера.

Так как сила, действующая на подвижную створку кулисы талера в его крайнем положении, равна  $P_{ств} \approx (p_n - i_m) F_{\Sigma}$ , а величина максимального инерционного давления ( $i_m$ ) определяется приведенной массой талера и режимом работы машины  $\left( i_m = \frac{m_{пр} \omega^2 r}{F_{\Sigma}} \right)$ , то ограничение усилия  $P_{ств}$  может быть обеспечено только ограничением максимального давления воздуха в цилиндрах амортизаторов.

Однако каждому конкретному давлению воздуха в цилиндрах отвечает совершенно определенное относительное положение поршней ( $\chi_m$ ). Поэтому, если дать определенное значение  $p_{nm}$ , то точно известна величина  $\chi_m = \alpha + \varrho$ , что изображено графиком на рис. 8. Если при этом давать величине относительного опере-

жения ( $\alpha$ ) конкретные значения, то станут известны и величины относительного радиуса кривошипа ( $\rho$ ). Как показано ниже, для каждой конкретной комбинации  $\alpha$  и  $\rho$  определяется однозначно

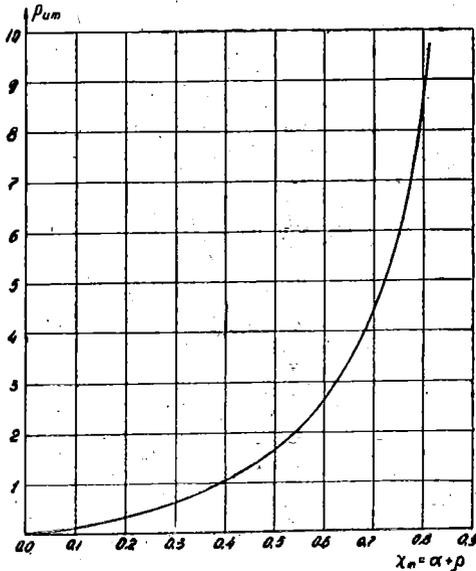


Рис. 8.

Зависимость давления воздуха ( $p_{un}$ ) в цилиндрах амортизаторов от относительного сжатия в конце хода талера ( $\chi = \alpha + \rho$ ).

пик единичного крутящего момента  $M_{кр II}$ , что дает возможность построить зависимость  $M_{кр II}$  ( $p_{un}$ ,  $\alpha$ ), как это сделано ниже на серии построенных номограмм.

### 3. Аналитическое исследование пиков крутящих моментов

Для определения максимальных значений крутящих моментов в период реверса проводим анализ значения  $M_{кр}$  на максимум. С этой целью берем производную  $\frac{dM_{кр}}{d\chi}$  от  $M(\chi)$  по формуле (2) и приравниваем ее нулю для определения значения аргумента  $\chi_э = \frac{x_э}{L}$ , соответствующего экстремуму:

$$\frac{dM_{кр}}{d\chi} = \left[ \frac{k}{(1-\chi)^{k+1}} - \frac{i_m}{e} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\chi - \alpha}{e} \right)^2 \right] - \frac{\chi - \alpha}{(1-\chi)^k e^2} + \frac{\chi - \alpha}{e^2} + \frac{(\chi - \alpha)^2}{e^3} = 0$$

Умножая правую и левую часть этого уравнения на величину  $(1-\chi)^{k+1} \cdot \varrho^3$  и произведя элементарные преобразования, приводим решение к виду:

$$k \varrho^3 - k(\chi - a)^2 \varrho - (1 - \chi)^{k+1} [\varrho^2 - (\chi - a)^2] i_m = \\ = (\chi - a) (1 - \chi) \varrho - (1 - \chi)^{k+1} (\chi - a) [\varrho + (\chi - a) i_m]. \quad (4)$$

Определение значения  $\chi_3$  для сочетания различных параметров в пределах  $\alpha = 0,0-0,4$  (через 0,1),  $\varrho = 0,5-0,7$  (через 0,1) и  $i = 4-8 \text{ кг/см}^2$  (через  $1 \text{ кг/см}^2$ ) производилось путем графического решения уравнения (4), затем аналитическим подсчетом по формуле (3) определялись значения максимального единичного крутящего момента  $M_{\text{ед II}} \left[ \frac{\text{кгМ}}{\text{см}^2} \right]$ . Дополнительно производился подсчет величин максимальных крутящих моментов (единичных), возникающих в момент начала реверса в случае опережения:

$$M_{\text{ер I}} = p_1 r = p_0 \left[ \frac{1}{(1-\alpha)^k} - 1 \right] r \quad \left[ \frac{\text{кгМ}}{\text{см}^2} \right],$$

где  $p_1$  — манометрическое давление воздуха в цилиндрах, возникающее в момент начала реверса.

По результатам аналитического исследования построены номограммы максимальных единичных крутящих моментов для частных значений максимальных инерционных давлений  $i_m$  (рис. 9-а, 9-б, 9-в, 9-г, 9-д). Пределы изменения  $i_m$  ( $i_m = 4-8 \text{ кг/см}^2$ , через каждые  $1 \text{ кг/см}^2$ ) охватывают практические варианты регулировки амортизаторов.

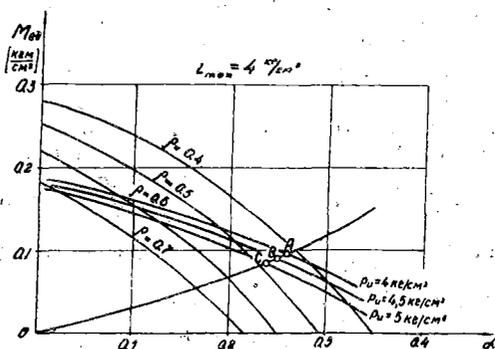


Рис. 9-а.

Зависимость единичных максимальных крутящих моментов  $M_{\text{ед I}}(\alpha)$ ,  $M_{\text{ед II}}(p, \alpha)$  и  $M_{\text{ед II}}(p_i, \alpha)$  при максимальном инерционном давлении  $i_m = 4 \text{ кг/см}^2$

На номограммах, каждая из которых составлена для определенного значения  $i_m = \text{const}$ , нанесены:

- кривая  $M_{\text{ед1}}(\alpha)$ , выходящая из начала координат;
- семейство нисходящих кривых  $M_{\text{едн}}(\alpha, \rho)$  при различных значениях  $\rho = \frac{r}{L}$ , указанных над этими линиями;

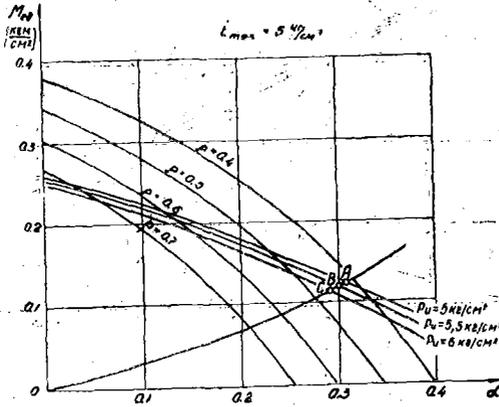


Рис. 9-б.

То же, что и рис. 9-а при  $i_m = 5 \text{ кг/см}^2$

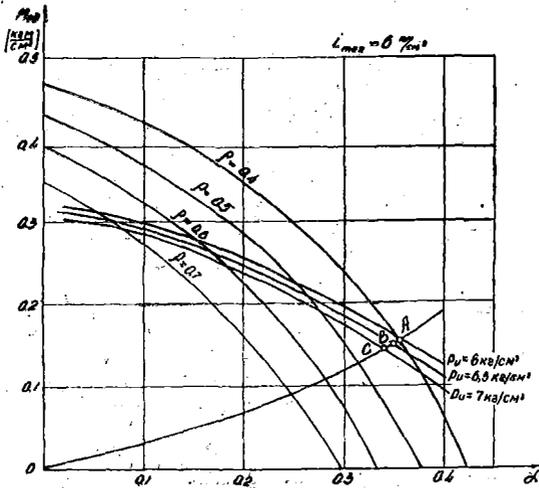


Рис. 9-в.

То же, что и рис. 9-а при  $i_m = 6 \text{ кг/см}^2$

Рис. 9-Д.  
То же, что и рис. 9-а при  $m = 8 \text{ кГ/см}^2$

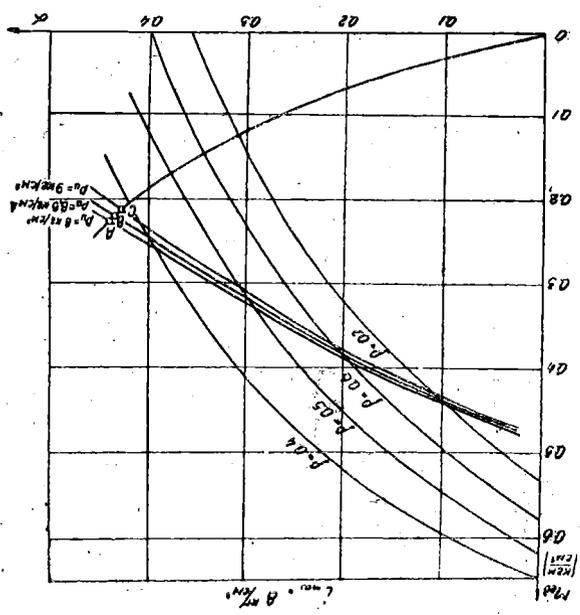
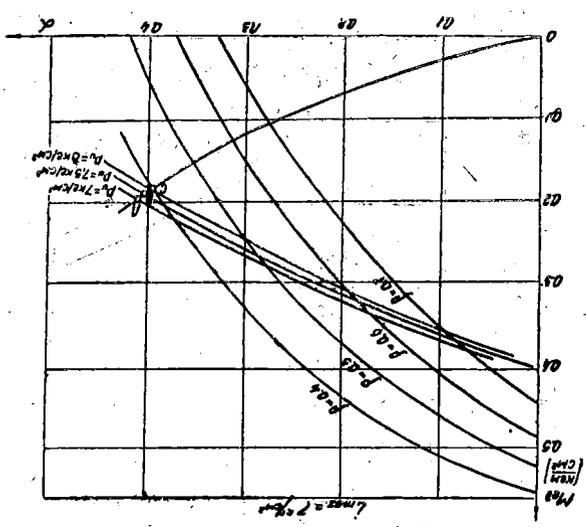


Рис. 9-Г.  
То же, что и рис. 9-а при  $m = 7 \text{ кГ/см}^2$



в) семейство нисходящих кривых  $M_{едII}(p_n, \alpha)$ , соответствующих определенным значениям  $p_n = \text{const}$ , указанных для каждой из этих кривых справа. При исследованиях  $M_{едII}(p_n, \alpha)$ , отраженных на этих номограммах, разности максимального избыточного давления воздуха в амортизаторах и максимального инерционного давления  $p_n - i_m$  приняты равными 0, 0,5 и 1  $\text{кг/см}^2$ . Дальнейшее повышение этой разности нежелательно из условий прочности подвижной створки.

Так как с повышением относительного опережения ( $\alpha$ ) моменты  $M_{едI}$  растут, а  $M_{едII}$  убывают, то, очевидно, оптимальными параметрами регулировки\* являются значения  $\alpha$  и  $\rho$ , определяемые пересечением кривых  $M_{едI}(\alpha)$  и  $M_{едII}(p_n, \alpha)$ . При этом значение  $\alpha$  определяется по оси абсцисс, а значение  $\rho$  — интерполяцией по нанесенной сетке кривых  $M_{едII}(\alpha, \rho)$ . Точками пересечения кривых  $M_{едI}(\alpha)$  и  $M_{едII}(p_n, \alpha)$  являются, в частности, точки А, В и С на номограммах, отвечающие равенству максимальных крутящих моментов в момент начала и в период реверса талера и различным величинам избыточного максимального давления.

С целью получения определенности параметров регулировки амортизаторов ( $\alpha$  и  $\rho$ ) необходимо ограничить усилие на подвижную створку кулисы в конце хода талера  $P_{ств} = (p_n - i_m) F_{\Sigma}$ .

Из номограмм следует, что увеличение разности  $p_n - i_m$  ведет к незначительному уменьшению максимальных крутящих моментов; но зато пропорционально этой разности растет усилие на подвижную створку кулисы. Например, в точке А усилие на подвижную створку кулисы будет равно нулю, а в точке С для машины ДПП и др., с площадью поршней амортизаторов  $F_{\Sigma} = 330 \text{ см}^2$ , возрастет до 330  $\text{кг}$  (т. к.  $p_n - i_m = 1 \text{ кг/см}^2$ ). Крутящие моменты при этом уменьшатся только с 52 до 48  $\text{кгм}$ . Отсюда видно, что стремление к большей уравновешенности, в смысле сокращения пиков крутящих моментов, за счет превышения максимального избыточного давления воздуха в амортизаторах над максимальными силами инерции талера в его крайнем положении, необосновано. Поэтому при разработке рекомендаций по регулировке амортизаторов было принято  $p_n - i_m = 0,5 \text{ кг/см}^2$ ; при этом усилие на подвижную створку в крайнем положении талера в машинах ДПИ, ДПП, ДПМ ( $D = 145 \text{ мм}$ ) будет равно  $P_{ств} = 165 \text{ кг}$ , в машине ПД-2 ( $D = 160 \text{ мм}$ )  $P_{ств} = 200 \text{ кг}$ .

\* Условием оптимальной регулировки амортизаторов (при отсутствии специальных дополнительных уравновешивающих устройств) считаем такое, при котором, наряду с ограничением силы на палец кривошипа, достигается минимально возможная величина пиков крутящих моментов за период реверса. Возбуждаемые этими моментами крутильные колебания вала привода талера будут при этом также минимальными, что подтверждается многочисленными экспериментами, проведенными автором.

Необходимо также отметить, что невыполнение оптимальной регулировки воздушных амортизаторов (отклонение от  $\alpha_{оп}$  и  $\rho_{оп}$ ), как это следует из номограмм, ведет к интенсивному росту пиков крутящих моментов.

Таким образом, определенному максимальному инерционному давлению  $i_m$ , изменяющемуся пропорционально квадрату числа циклов работы машины  $n$ , однозначно соответствуют совершенно определенные величины  $\alpha_{оп}$  и  $\rho_{оп}$ , обеспечивающие описанную оптимальную регулировку. Их значения обобщены на графике, представленном на рис. 10. Здесь по оси абсцисс отложены

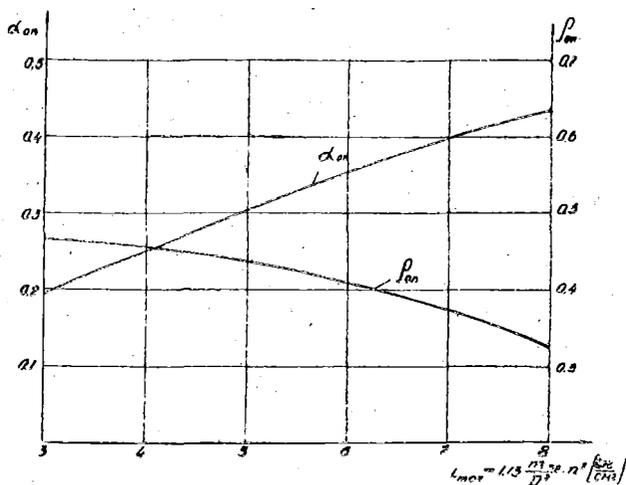


Рис. 10.

Сводный график для определения относительных параметров оптимальной регулировки воздушных амортизаторов ( $\alpha_{оп}$  и  $\rho_{оп}$ ) в зависимости от  $i_m$ .

значения  $i_m = 1,13 \frac{m_{np}}{D^2} \cdot n^2$  (кг/см<sup>2</sup>), а по оси ординат —  $\alpha_{оп}$  и  $\rho_{оп}$  ( $m_{np}$  — масса талера и приведенная масса связанных с ним частей в  $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}$ ,  $D$  — диаметр поршней амортизаторов в см,  $n$  — количество циклов машины в минуту).

После нахождения по  $i_m$  значений  $\alpha$  и  $\rho$  определяют абсолютные размеры длины цилиндров как  $L = \frac{r_{кр}}{\rho}$  и величины опережения как  $a = \alpha L$ . Из диаграммы также видно, что с увеличением  $i_m$  уменьшается  $\rho$ , а значит, при заданном  $r_{кр}$  увеличивается длина цилиндров  $L$  и величина опережения  $a$ .

На основании построенных номограмм крутящих моментов (рис. 9-а и т. д.) с учетом оптимальной регулировки амортизаторов найдена зависимость предельно пониженных максимальных единичных крутящих моментов от величины максимального инерционного давления  $M_{ед} = f(i_m)$ , показывающая, что с увеличением инерционного давления максимальные крутящие

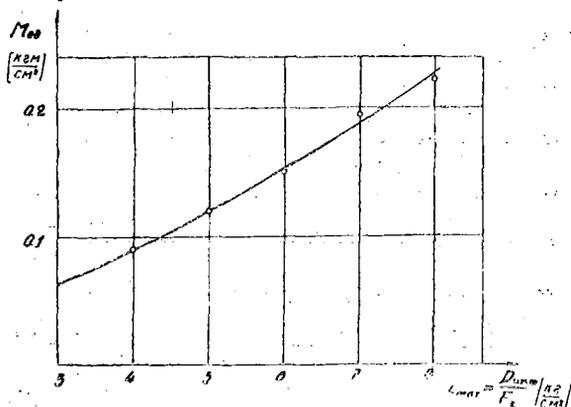


Рис. 11.

Значение единичных максимальных крутящих моментов ( $M_{ед}$ ), как функция величины максимального инерционного давления ( $i_m$ ), при выполнении рекомендуемой оптимальной регулировки.

моменты растут более интенсивно (рис. 11). Напомним, что действительная величина крутящих моментов  $M_{кр} = M_{ед} \cdot F_з$  ( $F_з$  — площадь поршней в  $см^2$ ).

С использованием графика зависимости  $M_{ед} = f(i_m)$  построена диаграмма (рис. 12) влияния площади поршней амортизаторов на величину крутящих моментов. По оси абсцисс отложены относительные величины суммарной площади поршней

$\Delta = \frac{F_з}{F_{з i=8}}$ , причем за единицу принята площадь, соответствующая  $i_m = 8 \text{ кг/см}^2$ . На этой оси отмечены также инерционные давления  $i$ . По оси ординат отложены в процентах крутящие моменты, при этом за 100% принят момент соответствующий

отношению площадей  $\Delta = \frac{F_з}{F_{з i=8}} = 1$ .

Диаграмма показывает, что увеличение площади поршней ведет к уменьшению максимальных инерционных давлений  $i_m$  и крутящих моментов  $M_{кр m}$ .

Интенсивность уменьшения последних снижается по мере увеличения площади поршней. Так, например, при увеличении площади (сравнительно с площадью при  $i_m = 8 \text{ кг/см}^2$ ) через равные интервалы в 1,5—2,0—2,5 раза, моменты уменьшаются

соответственно на 14, 22 и 26%. Уменьшение  $i_m$ , как было сказано выше (рис. 10), уменьшает величину опережения ( $a$ ), вследствие чего сокращается его влияние на процесс печати.

Следовательно, увеличение площади поршней амортизаторов желательно. Однако увеличению диаметров поршней препят-

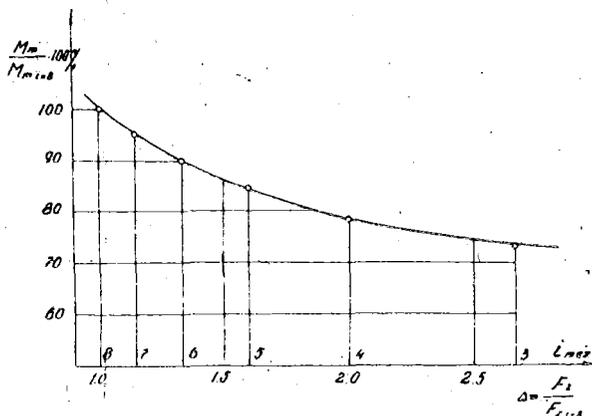


Рис. 12.

Относительное влияние изменения площади поршней амортизаторов ( $F_2$ ) на величину максимальных крутящих моментов ( $M_m$ ) в процентах от  $M_{mi=8}$  (при  $i_m = 8 \text{ кг/см}^2$ ).

ствуют значительные конструктивные затруднения. Поэтому целесообразно ограничить максимальные инерционные давления пределами  $i_m = 4-6 \text{ кг/см}^2$  (при рабочей скорости машины).

#### 4. Методика экспериментального исследования

Экспериментальное исследование динамики реверса талера двухоборотной плоскочечатной машины ДПП ставило целью объективно зарегистрировать при различных режимах работы и вариантах регулировки:

- изменение давления воздуха в цилиндрах амортизаторов;
- изменения крутящих моментов на валу привода талера.

Необходимость регистрации быстротекущих процессов определило выбор электротензометрических методов измерения с применением проволочных датчиков, а также соответствующей усилительной и измерительной аппаратуры. Принципиальная блок-схема измерительной установки приведена на рис. 13. Она состоит из стабилизатора напряжения, блока питания, электронного усилителя, измерительного тензометрического моста и магнитно-электрического осциллографа МПО-2. Для измерения крутящих моментов на валу привода талера были наклеены с диаметрально противоположных сторон вала попарно под

углом  $45^\circ$  к образующей 4 проволочных датчика (т. е. все плечи измерительного моста были рабочими), что исключило влияние на их показания колебаний температуры, деформаций изгиба и повысило чувствительность измерительной схемы к деформациям скручивания вала. Электрическая связь датчиков с

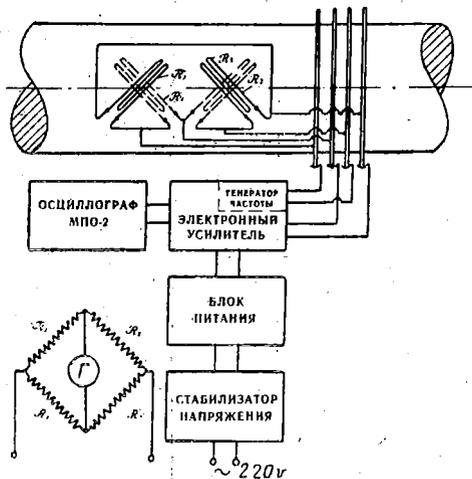


Рис. 13.

Блок схема тензометрического устройства для измерения крутящих моментов на валу механизма привода талера.

устройствами питания и усиления осуществлялась с помощью специального токосъемника со скользящими контактами-щетками (рис. 14). Латунные диски 3 и серебряные щетки 1, при-

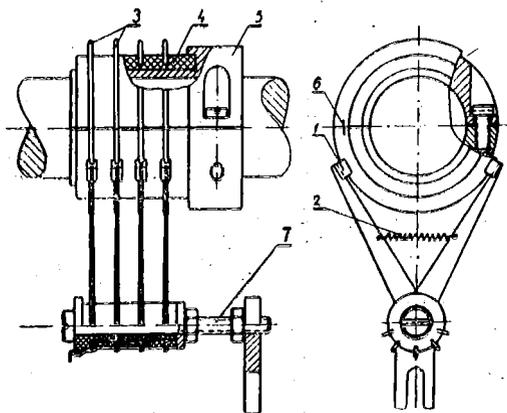


Рис. 14.

Токосъемное устройство с серебряными щетками.

жимаемые к дискам пружинами 2, обеспечили малое переходное сопротивление и в процессе экспериментальной проверки показали хорошую стабильность работы в необходимых пределах скоростей.

С целью облегчения установки токосъемника на валу, не прибегая к разборке машины, он сделан разъемным из двух частей, спаиваемых после монтажа проволочками 6 для сокращения переходных сопротивлений и надежности контактных устройств. Тарировка показаний проволочных датчиков производилась путем нагружения пальца горизонтально расположенного кривошипа ( $r_{кр} = 0,18$  м) силами, создававшими необходимые крутящие моменты. Нагружение производилось с помощью гидравлического домкрата с определением величины нагрузки по образцовому тарировочному динамометру ДС-1. При тарировке, путем соответствующего устранения помех, достигнута практически прямолинейная зависимость между измерениями крутящих моментов и показаниями тензометрического устройства (рис. 15).

В качестве прибора для измерения давления воздуха в цилиндрах амортизаторов использована манометрическая дуга (трубка Бурдона) 1 с наклеенными на ней четырьмя проволочными датчиками 2 (рис. 16). Собственная частота дуги во много раз больше частоты изменения давления воздуха, что обеспечи-

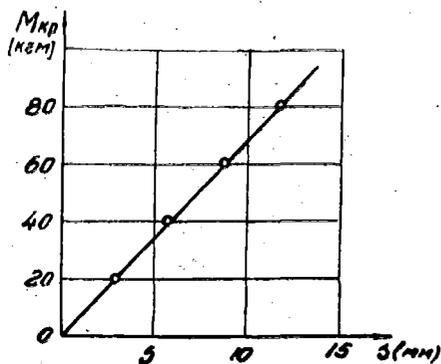


Рис. 15.

Тарировочный график датчиков для измерения крутящих моментов на валу привода талера.

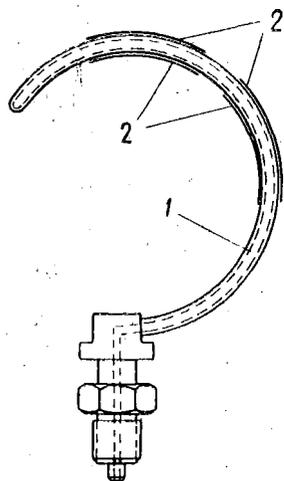


Рис. 16.

Датчик измерения давления воздуха в цилиндрах амортизаторов

вает высокую чувствительность подобного прибора. Тарировка его производилась на специальном приспособлении, состоящем из насоса, ресивера и измерительного манометра. Прибор обла-

дает устойчивой почти прямолинейной тарировочной характеристикой как при нагружении, так и при разгрузке.

Здесь следует упомянуть, что первоначально для измерения крутящих моментов был изготовлен специальный динамометр в виде зубчатого венца, свободно посаженного на заклиненную ступицу, с которой венец был связан серьгами с наклеенными проволочными датчиками. Этот динамометр был установлен вместо имеющейся шестерни вала привода талера. Для измерения давления воздуха были также вначале изготовлены рычажные приборы с балкой, деформируемой силой давления воздуха на поршень. Однако как в первом, так и во втором случае наличие трения в соединительных звеньях привело к тому, что нагрузочные и разгрузочные кривые, хотя и стабильно повторялись при тарировке, но не совпадали, образуя петлю гистерезиса. Это практически исключало возможность применения подобных приборов для получения объективных осциллограмм при знакопеременном изменении измеряемых величин в пределах петли гистерезиса.

Попутно для суждения о степени равномерности хода машины был изготовлен специальный прерыватель тока, установленный на продольном валу машины (рис. 17). Он состоит из дисков 1

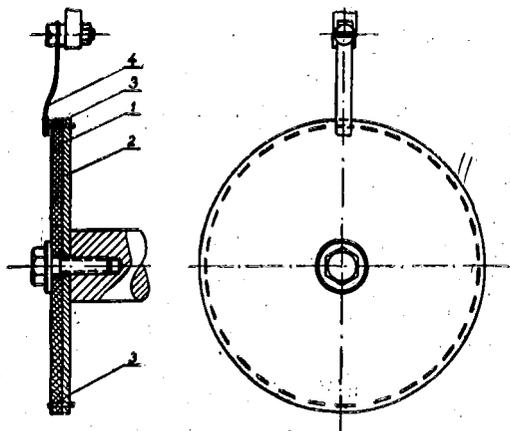


Рис. 17.

Устройство для регистрации углов поворота продольного вала машины.

и 2 с равномерно распределенными по окружности электропроводящими и диэлектрическими участками, образованными с помощью тонкой медной проволоки 3, протянутой через отверстия в текстолитовом диске, как показано на схеме, и скользящего контакта-щетки 4.

При пропускании через прерыватель тока, в процессе работы машины, на пленке осциллографа получалась запись прерывистой прямой линии с отрезками переменной длины и шага в зависимости от изменений угловой скорости вала.

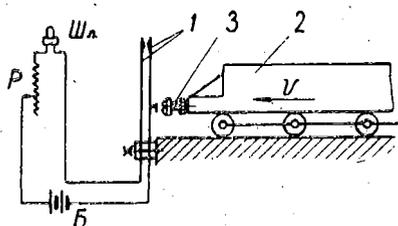


Рис. 18.

Схема устройства для отметки фазы прихода талера в крайнее положение.

Для более объективной расшифровки осциллограмм с помощью пружинящих контактов 1 (рис. 18) производилась отметка фазы прихода талера в крайнее положение. Питание схемы осуществлялось от батареи постоянного тока (Б), регулировка величины тока, подаваемого на шлейф осциллографа, производилась при помощи реостата (Р). Середина соответствующей короткой

прямолинейной отметки на осциллограмме определяла момент прихода талера в крайнее положение. Величина отметки регулировалась винтом 3, закрепленным на талере 2.

Одновременно на осциллограмме производилась запись отметчика времени, имеющегося в осциллографе МПО-2.

## 5. Результаты экспериментальных исследований

Многочисленные экспериментальные данные довольно точно подтверждают аналитические исследования. На рис. 19 представлены осциллограммы 1 — крутящих моментов, 2 — давлений воздуха в амортизаторах, 3 — отметчика крайнего положения

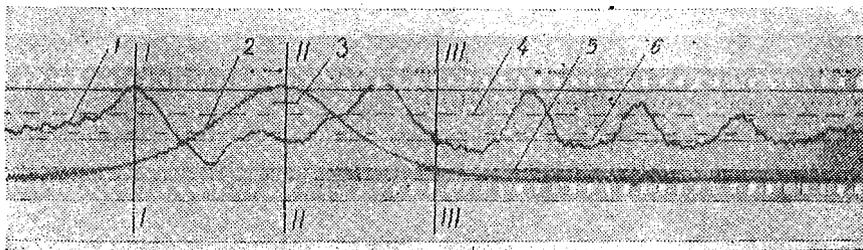


Рис. 19.

Осциллограмма части цикла машины ДПП: 1 — крутящие моменты, 2 — давление воздуха в цилиндрах амортизаторов, 3 — отметка фазы прихода талера в крайнее положение, 4 — углы поворота продольного вала, 5 — запись отметчика времени, 6 — нулевая линия отсчета крутящих моментов.

талера, 4 — углов поворота продольного вала, записанные при условиях, для которых на рис. 5 представлен график крутящих моментов, определенных аналитическим путем. Тонкие горизон-

тальные прямые представляют собой нулевые линии, записанные с помощью дополнительных шлейфов, установленных при тарировке по нульпунктам шлейфов записей крутящих моментов и давлений воздуха.

Публикуемая осциллограмма записана при следующих условиях: длина цилиндров амортизаторов  $L=490$  мм; скорость работы машины  $n=34$  ц/мин; максимальное индикаторное давление воздуха  $p_n=6$  ати; красочный аппарат, самонаклад и натиск были включены, а форма снята; скорость перемещения осциллографической пленки  $v=250$  мм/сек; реверс талера записан со стороны самонаклада. При исследовании краны амортизаторов были закрыты.

Сопоставляя аналитическую и экспериментальную кривые изменения крутящих моментов, отмечаем их качественное подобие. Некоторое количественное несоответствие объясняется абстракцией теоретического расчета, проведенного в соответствии с общепризнанной методикой (приближенная оценка сопротивлений красочного аппарата, сил трения, к. п. д. передаточных механизмов, отсутствие учета наложения крутильных колебаний вала, неравномерности хода машины).

Как видно из осциллограммы (рис. 19), после окончания реверса (вправо от вертикальной прямой линии III—III) вал привода талера испытывает значительные по величине упругие крутильные колебания, имеющие характер затухающих. Эти колебания вала возникают в период теоретически равномерного

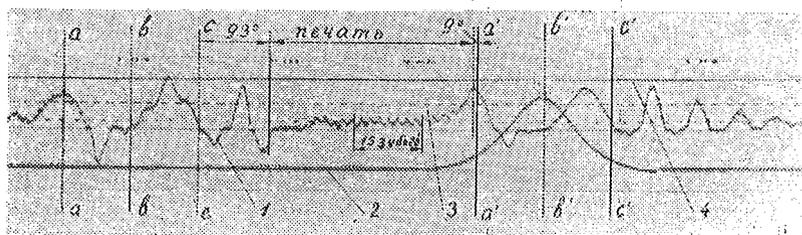


Рис. 20.

Осциллограмма, записанная во время реверса, рабочего и части холостого хода талера.

перемещения талера, хотя возбуждаются они всплесками значительных крутящих моментов в период реверса. Приведенные осциллограммы относятся к определенной части цикла машины — к периоду реверса со стороны самонаклада и началу холостого хода талера.

На рис. 20 представлены осциллограммы, охватывающие почти полный кинематический цикл машины, записанные при скорости перемещения пленки  $v=100$  мм/сек.

Условия работы машины: число циклов —  $n=30$  ц/мин; максимальное индикаторное давление воздуха в цилиндрах амортизаторов  $p_n=4,3$  ати. Масштаб записи крутящих моментов на пленке

$$\mu_m = \frac{20 \text{ кгМ}}{3 \text{ мм}}$$

Остальные условия те же, что и при предыдущей записи. Участок, заключенный между прямыми линиями  $bb-b'b'$  осциллограммы, соответствует рабочему ходу талера, а участок  $cc-a'a'$  — равномерному перемещению (периоду между реверсами). Согласно циклограмме, процесс печатания начинается при повороте вала привода талера на  $93^\circ$  от положения окон-

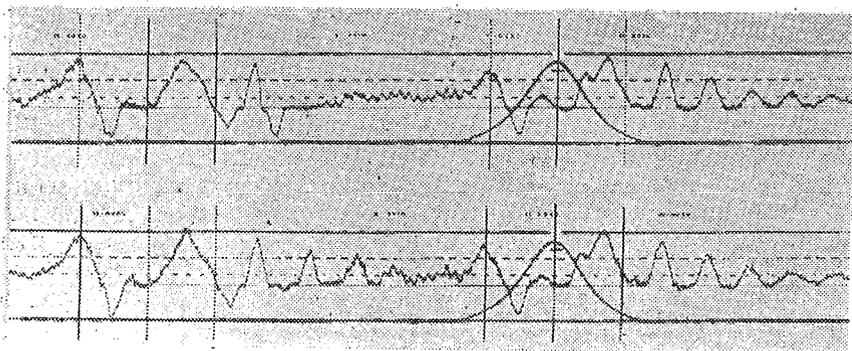


Рис. 21.

Осциллограммы одного и того же процесса, записанные при включенном (вверху) и выключенном (внизу) механизме натяжка.

чания реверса при начале рабочего хода и заканчивается за  $9^\circ$  до начала реверса в конце рабочего хода. Из осциллограммы видно, что в процессе рабочего хода талера после окончания реверса возникают крутильные колебания вала привода талера, причем возникающие деформации кручения примерно равны деформациям во время реверса. Крутильные колебания быстро затухают вместе с началом печатания, благодаря наличию необходимого натяга между ростовыми планками талера и опорными кольцами печатного цилиндра. В нашем случае такой натяг был создан (приведенные осциллограммы записаны при снятой печатной форме). Во время холостого хода талера крутильные колебания не прекращаются, но постепенно затухают за счет трения в подшипниках и зубчатых зацеплениях. Замечаемая пульсация крутящих моментов, по-видимому, объясняется влиянием неточностей зубчатых передач, вызывающих соответствующие колебания скорости и кинетические реакции талера.

На рис. 21 даны осциллограммы изменения крутящих моментов сверху — при включенном, а снизу — при выключенном механизме натиска, при прочих равных условиях ( $L=410$  мм,  $n=30$  ц/мин,  $p_{н1}=5,7$  ати,  $p_{н2}=4,7$  ати).

Сопоставление крутящих моментов показывает, что при выключенном механизме натиска, когда отсутствует фрикционная связь между цилиндром и талером, крутильные колебания приводного вала талера при рабочем ходе аналогичны таким же при холостом ходе. В результате деформаций кручения, возникающих в процессе крутильных колебаний вала, происходят смещения поверхности печатного цилиндра относительно талера и формы (рис. 6), пропорциональные величинам пиков крутящих моментов (если пренебречь деформациями зубчатых передач). Они могут быть определены по известной формуле:

$$S = \varphi r_{кр} = \frac{M_{кр} l}{G I_p} r_{кр} \quad (см),$$

где  $M_{кр}$  — момент кручения вала (кг см);

$l$  — длина вала (см);

$G$  — модуль сдвига (кг/см<sup>2</sup>);

$I_p$  — полярный момент инерции вала (см<sup>4</sup>);

$r_{кр}$  — радиус кривошипа (см).

На рис. 22 дан график относительного смещения формы в зависимости от величины крутящих моментов в период рабочего хода талера машины ДПП. При отсутствии натяга или слабом натяге такие смещения практически имеют место, вызывая «дробление» печати [8].

Чаще такое явление происходит при набегании печатного цилиндра на форму или при сбегаии с нее.

Уменьшение величины крутящих моментов в период реверса приводит к сокращению накапливаемой потенциальной энергии упругости и к уменьшению крутильных колебаний вала. На величину этих колебаний несомненно оказывает большое влияние регулировка амортизаторов сил инерции талера.

На рис. 23 вверху изображены осциллограммы крутящих моментов при закрытых и внизу — при открытых кранах амортизаторов. При открытых кранах крутящие моменты в период реверса намного больше чем при закрытых (в нашем случае примерно на 12—13%). За счет выхода части воздуха из цилиндров действие амортизаторов в этом случае прекращается раньше чем при закрытых кранах.

Влияние максимального избыточного давления воздуха на величину крутящих моментов иллюстрируется осциллограммами,

представленными на рис. 24. Запись осциллограмм произведена при длине цилиндров  $L=410$  мм,  $n=30$  ц/мин, максимальное давление воздуха в амортизаторах соответственно доводилось до 4—5—5,5—6,5 *ати* (кадры *а*, *б*, *в*, *г*). Сопоставляя эти осциллограммы заметим, что недостаточное давление воздуха в амор-

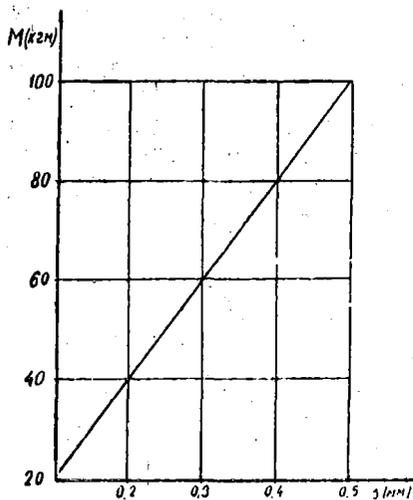


Рис. 22.

График возможного смещения формы относительно печатного цилиндра в зависимости от величины крутящих моментов, вызванных крутильными колебаниями вала привода талера в период его рабочего хода.

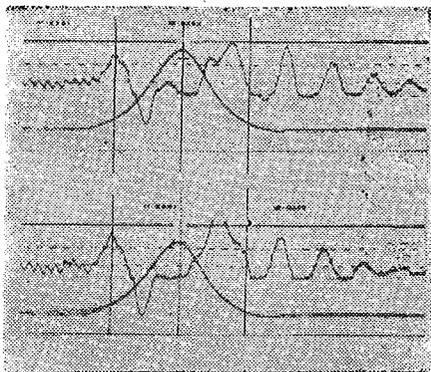


Рис. 23.

Осциллограммы крутящих моментов: вверху при закрытых и внизу — при открытых кранах амортизаторов.

тизаторах (кадр *а*,  $p = 4$  *ати*) приводит к неэффективной амортизации сил инерции, появлению больших знакопеременных крутящих моментов в период реверса и крутильных колебаний вала после окончания реверса. Увеличение давления до 5 *ати* (кадр *б*) уменьшает эти моменты и возбуждаемые ими крутильные колебания. Дальнейшее увеличение давления (кадры *в*, *г*) ведет к росту крутящих моментов до начала реверса и уменьшению их в период реверса. Однако значительное превышение максимального давления воздуха над максимальными силами инерции создает большие моменты в фазах, близких к крайнему положению талера, и изменяет частоту их повторения (что особенно заметно на кадре *г*), приближая к собственной частоте системы и тем самым увеличивая возможность резонансных крутильных колебаний.

Эффективность оптимальной длины цилиндров в смысле сокращения пиков крутящих моментов в период реверса талера

иллюстрируется осциллограммами, представленными на рис. 25. Запись осциллограмм произведена при скорости работы машины  $n=30$  *ц/мин*, максимальном давлении воздуха в амортизаторах  $p_n=5,5$  *ати* (что является оптимальным для данной скорости) и длинах цилиндров: а) при  $L < L_{оп} = 395$  *мм*; б)  $L = L_{оп} = 417$  *мм*; в)  $L > L_{оп} = 490$  *мм* (существующая длина цилиндров на ДПП).

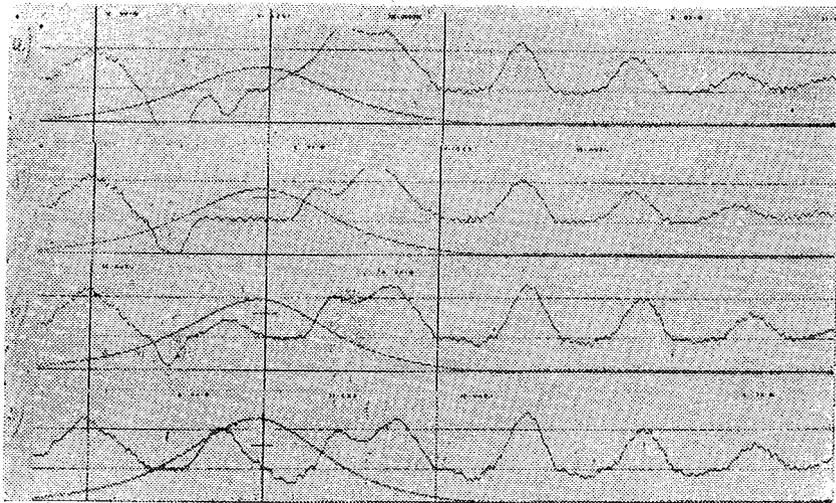


Рис. 24.

Осциллограммы, иллюстрирующие влияние повышения максимального давления воздуха в амортизаторах на величину и характер изменения крутящих моментов на валу привода талера.

Скорость перемещения пленки в осциллографе  $v = 100$  *мм/сек*. Таким образом, осциллограммы, изображенные на кадре (б), записаны при оптимальной регулировке амортизаторов для данного режима работы машины.

Сопоставляя приведенные на рис. 25 осциллограммы замечаем, что пики крутящих моментов к началу реверса с увеличением длины цилиндров растут и равны 87 *кГм*, 89 *кГм* и 109 *кГм*. Пики крутящих моментов в период разбега талера уменьшаются и соответственно равны 85 *кГм*, 100 *кГм* и 112 *кГм*. Если принять максимальную величину крутящего момента при оптимальной регулировке за 100% то при  $L < L_{оп}$  пик крутящего момента увеличится до 112%, а при  $L > L_{оп}$  до 109%.\*

Определенное неравенство пиков крутящих моментов при оптимальной регулировке амортизаторов объясняется, главным образом, утечкой воздуха (в основном из-за неплотности поршневых колец), в результате чего нарастание давления происходит

\* Увеличение повышается при любом отклонении от  $p_n = 5,5$  *ати*, являющемся оптимальным давлением при  $n = 30$  *ц/мин*.

более плавно по сравнению с теоретической кривой, а его падение (при расширении воздуха) круче теоретической кривой. Сравнение рассмотренных осциллограмм показывает явное преимущество предлагаемой оптимальной регулировки амортизаторов.

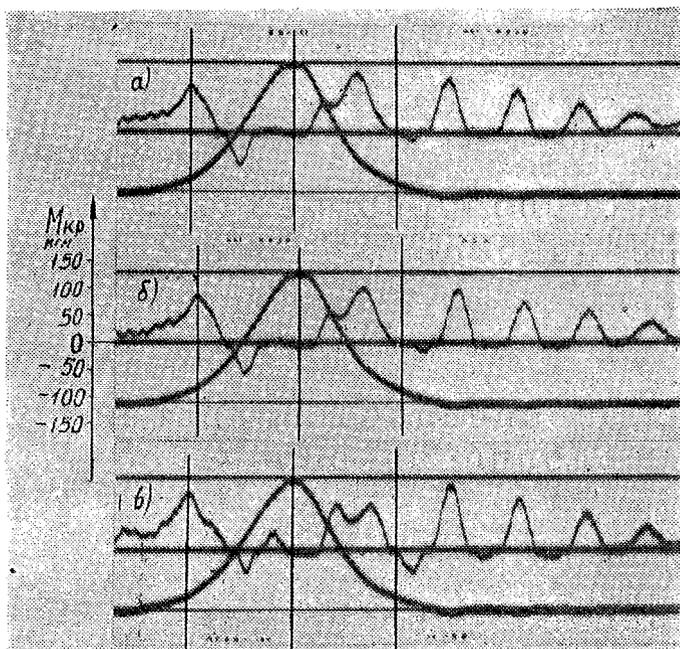


Рис. 25.

Осциллограммы, показывающие влияние оптимальной длины цилиндров на сокращение пиков крутящих моментов в период реверса талера.

## 6. Анализ удаленности системы от возможности резонансных явлений\*

Крутильные колебания вала привода талера, как было указано выше, оказывают отрицательное влияние на условия печатного процесса.

Регистрация и анализ крутильных колебаний дают возможность судить о том, насколько система привода талера удалена от возможности появления резонансных явлений.

Сравнение теоретической и экспериментальной диаграмм крутящих моментов на валу привода талера свидетельствует о влиянии крутильных колебаний вала привода талера, а при перемене знака момента и мертвых ходов («игры») за счет зазоров в зубчатых зацеплениях.

\* По методу, предложенному научным руководителем автора доцентом К. В. Тиром.

Для теоретического углубления в происходящую картину динамики реверса определим собственную частоту колебаний системы вала привода талера.

Круговая частота собственных колебаний двухмассной системы (рис. 26) определяется по формуле [4]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C(\Theta_1 + \Theta_2)}{\Theta_1 \Theta_2}} \quad \left( \frac{1}{\text{сек}} \right),$$

где  $C$  — коэффициент жесткости вала при кручении ( $\text{кг см}$ );

$\Theta_1$  — момент инерции масс на входе ( $\text{кг см сек}^2$ );

$\Theta_2$  — то же на выходе.

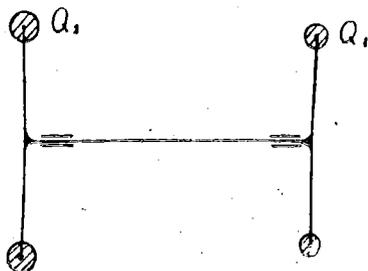


Рис. 26.  
Схема распределения масс системы вала привода талера.

Крутящий момент на валу определяется формулой:

$$M_{\text{кр}} = \frac{G I_p}{l} \varphi = C \varphi \quad (\text{кг см}),$$

где  $G$  — модуль сдвига ( $\text{кг/см}^2$ );

$I_p$  — полярный момент инерции сечения вала ( $\text{см}^4$ );

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4,$$

$l$  — длина вала ( $\text{см}$ );

$\varphi$  — угол закручивания вала ( $\text{рад.}$ );

$C$  — коэффициент жесткости вала ( $\text{кг см}$ );

$$C = \frac{G I_p}{l} \approx \frac{G d^4}{10 l}.$$

В период теоретически равномерного движения талера

$$\Theta_2 = m_T \cdot r_{\text{ш}}^2 + I_{\text{кр. ш}},$$

где  $m_T$  — масса талера, включая приведенные массы ведомых звеньев (роликовой каретки и красочного аппарата)  

$$в \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{см}},$$

$r_{ш}$  — радиус шестерни (см);  
 $I_{крш}$  — момент инерции шестерни с кривошипом ( $\kappa\Gamma \text{см сек}^2$ ).

Что касается  $\Theta_1$ , то здесь к валу привода талера достаточно привести массы маховика, печатного цилиндра и ведомые шестерни данного вала

$$\Theta_1 = I_M i_1^2 + I_{ц} i_2^2 + I_{ш},$$

где  $I_M$  — момент инерции масс маховика со шкивом ( $\kappa\Gamma \text{см сек}^2$ );  
 $i_1$  — общее передаточное число от приводного вала к валу привода талера;

$I_{ц}$  — момент инерции масс печатного цилиндра в сборе ( $\kappa\Gamma \text{см сек}^2$ );

$i_2$  — передаточное число от вала печатного цилиндра к валу привода талера;

$I_{ш}$  — момент инерции масс ведомой шестерни и зубчатого венца вала привода талера ( $\kappa\Gamma \text{см сек}^2$ ).

Для подсчета  $\Theta_1$  и  $\Theta_2$  воспользуемся значениями моментов инерции, определенных экспериментально М. И. Воскресенским [1].

$$I_M = 80 \kappa\Gamma \text{см сек}^2 \quad (i_1 = 4);$$

$$I_{ц} = 303 \kappa\Gamma \text{см сек}^2 \quad \left(i_2 = \frac{2}{3}\right); \quad I_{ш} = 34 \kappa\Gamma \text{см сек}^2;$$

$$I_{крш} = 5 \kappa\Gamma \text{см сек}^2.$$

Масса талера с приведенными к нему массами роликовой каретки и красочного аппарата (см. стр. 108).

$$m_T = 1,06 \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{см}}.$$

Тогда  $\Theta_1 = 80 \cdot 4^2 + 303 \left(\frac{2}{3}\right)^2 + 34 = 1449 \kappa\Gamma \text{см сек}^2;$

и

$$\Theta_2 = 1,06 \cdot 18^2 + 5 = 349 \kappa\Gamma \text{см сек}^2.$$

Учтя размеры вала:  $d = 8,0 \text{ см}$  и  $l \approx 100 \text{ см}$ , а также найденные величины  $\Theta_1$  и  $\Theta_2$ , находим собственную угловую частоту вала:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5 \cdot 8,0^4 \cdot (1449 + 349)}{10 \cdot 100 \cdot 1449 \cdot 349}} = 107,9 \frac{1}{\text{сек}};$$

где  $G = 8 \cdot 10^5$  — модуль сдвига для стали.

Собственная частота в герцах

$$f = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{107,9}{2\pi} = 17,2 \text{ герц.}$$

Продолжительность периода колебания

$$T = \frac{1}{f} = 0,0583 \text{ сек.}$$

При изменении знака крутящего момента происходит расцепление зубьев шестерни привода талера и его рейки.

В этом случае собственная частота существенно изменяется:

$$\omega_0' = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5 \cdot 8^4 (1449 + 5)}{10 \cdot 100 \cdot 1449 \cdot 5}} = 812 \frac{1}{\text{сек}}$$

$$(\text{при } \Theta_2 = I_{\text{кр ш}} = 5 \text{ кг см сек}^2)$$

и

$$f' = \frac{\omega_0'}{2\pi} = 129,2 \text{ герц.}$$

Исследуем более подробно один цикл колебания системы.

При свободных колебаниях системы и постоянной связи ведущих и ведомых масс с валом привода талера происходило

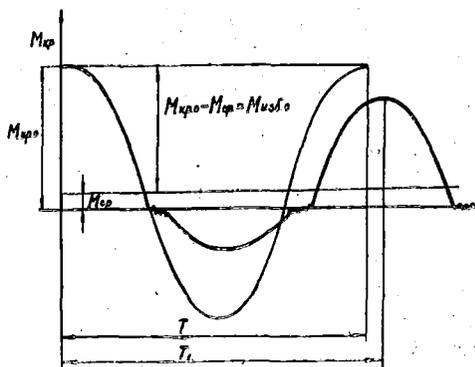


Рис. 27.

Изменение продолжительности периода крутильных колебаний под влиянием «игры» в зацеплениях и рассеивания энергии при соударениях контактирующих поверхностей зубьев.

бы гармоническое колебание с частотой  $f = 17,2$  герц и  $T = 0,0583$  (рис. 27).

Фактически, благодаря наличию зазоров в зубчатых зацеплениях, при снижении  $M_{\text{кр}}$  до  $M_{\text{ср}}$  произойдет расцепление

зубьев (скорость талера будет сохраняться на уровне более высоком, чем средняя скорость равномерного движения). При расцеплении зубьев, благодаря большой собственной частоте крутильных колебаний вала привода талера, произойдут беспорядочные вибрации, сопровождаемые потерями энергии собственных упругих деформаций вала. После того как будет выбрана «игра» в зубчатых зацеплениях талер отдаст свою избыточную кинетическую энергию и вал получит следующий полуцикл упругих деформаций с прежней частотой, но с уменьшившейся угловой амплитудой, что связано с потерями талером части избыточной кинетической энергии на преодоление сопротивлений при его свободном движении.

Для дальнейших расчетов оценим кинематические параметры движения.

Одностороннее угловое отклонение вала на протяжении его длины за  $1/4$  цикла

$$\varphi = \frac{M_{кр} l}{G I_p} = \frac{2000}{3} \cdot 11,5 \cdot 100 \cdot 32}{8 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 8^4} = 0,00264 \text{ радиана,}$$

где  $\frac{2000}{3} \cdot 11,5$  — фактический  $M_{кр}$  ( $\text{кг см}$ ), выраженный через соответствующий масштаб.

Свободное перемещение талера  $s = 2 \Delta$ ,  
где  $\Delta$  — боковой зазор между зубьями.

$$\Delta = 0,45 \text{ мм,}$$

тогда  $s = 2 \cdot 0,45 = 0,9 \text{ мм.}$

Время, необходимое для выбора зазора

$$t_s = \frac{s}{v_m} = \frac{s}{\omega_m r},$$

где  $\omega_m$  — максимальная угловая скорость в относительном движении шестерни:

$$\omega_m = B \omega_{ср} \approx 1,57 \frac{4 \cdot \varphi}{T},$$

где  $B = \frac{\pi}{2} = 1,57$  — константа пика скорости при гармоническом движении;

$T$  — продолжительность цикла колебания,  $T = 0,0583 \text{ сек}$

$$\text{и } \omega_m \approx 1,57 \frac{4 \cdot 0,00264}{0,0583} = 0,284 \frac{1}{\text{сек}}$$

$$t_3 = \frac{0,9}{0,284 \cdot 180} = 0,0176 \text{ сек.}$$

Общая продолжительность цикла колебания, с учетом мертвых ходов («игры»):

$$T_1 = T + 2 t_3 = 0,0583 + 2 \cdot 0,0176 = 0,0935 \text{ сек.}$$

Приведенное число колебаний

$$f_1 = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{0,0935} = 10,7 \text{ герца.}$$

На рассмотренной осциллограмме (рис. 19) при числе циклов  $n=34$  об/мин, время одного оборота распределительного (продольного) вала

$$T_n = \frac{60}{34} = 1,765 \text{ сек.}$$

Время, соответствующее 1 шагу отметчика (пунктир 4 на осциллограмме) при 60 точках за цикл

$$\tau = \frac{T_n}{60} = \frac{1,765}{60} = 0,0294 \text{ сек.}$$

Средняя продолжительность цикла колебания, учтя, что трем циклам соответствует  $z=10$  отметок

$$T_1' = \frac{10 \cdot 0,0294}{3} = 0,0980 \text{ сек.}$$

С учетом приближенного расчета это достаточно близко соответствует выше найденной величине  $T_1=0,0935$  сек.

Частота приведенных собственных колебаний  $f_{np} = \frac{1}{T_1'} = 10,2$  герца, а по приближенному теоретическому расчету  $f_1 \approx 10,7$  герца (см. выше).

Продолжительность периода крутящих моментов во время реверса по осциллограмме

$$T_p = \frac{z \tau}{2} = \frac{8,5 \cdot 0,0294}{2} = 0,1675 \text{ сек.}$$

где  $z$  — число отметок за два периода.

Их частота

$$f_p = \frac{1}{T_p} = \frac{1}{0,1675} = 5,98 \text{ герца.}$$

Такая же частота и при теоретическом определении моментов в период реверса.

Коэффициент соотношения частот вынужденных и собственных колебаний

$$\eta = \frac{f_{\text{пр}}}{f_p} = \frac{10,2}{5,98} = 1,71,$$

что сравнительно недалеко от возможности появления резонанса.

### Анализ затухания колебаний

Крутильные колебания вала привода талера имеют характер гармонических затухающих колебаний. Если пренебречь внутренним трением материала вала при деформациях, то затухание колебаний связано главным образом с потерями при переходе потенциальной энергии упругости скрученного вала в кинетическую энергию талера и, наоборот, а также с потерями, связанными с соударениями зубьев из-за «игры».

Считая величину работы, накопленной в период приложения возмущающего момента,

$$A_m = M_{\text{изб.м}} \frac{\varphi}{2}, \quad \text{где } M_{\text{изб.м}} = M_{\text{кр.м}} - M_{\text{кр.ср.}}$$

максимальный избыточный крутящий момент, создаваемый возмущающей силой,  $\varphi$  — угол закручивания вала от  $M_{\text{изб.м}}$ , полагая также к. п. д. зубчатых передач  $\eta$  и величину работы, теряемой на соударения зубьев в первом приближении постоянной, равной  $0,1 * A_m$ , найдем:

$$A_1 = \left( A_m - \frac{A_m}{10} \right) \eta;$$

$$A_2 = \left( A_1 - \frac{A_m}{10} \right) \eta;$$

$$A_n = A_m \eta^n - \frac{A_m}{10} (\eta^n + \eta^{n-1} + \eta^{n-2} + \dots + \eta) =$$

$$= A_m \left( 0,9 \eta^n - \frac{\eta^{n-1} + \eta^{n-2} + \dots + \eta}{10} \right) = A_m \psi_n.$$

Принимая для двух пар зубчатых передач (рис. 6)  $\eta = 0,92$ , путем подсчета по выведенной формуле найдем значения  $\psi_n$ .

\* Эта величина принята на основании ряда подсчетов методом последовательных приближений.

Соответственно им определим величины амплитуд затухающих крутильных колебаний,  $y$ ,  $y_{\text{ср}}$  и  $y_{\Sigma}$  от  $M_{\text{изб}}$ ,  $M_{\text{ср}}$  и  $M_{\Sigma}$ , принимая за единицу максимальную из них (таблица № 1). В вертикальной колонке справа приведены фактические ординаты суммарных моментов от крутильных колебаний, взятые из осциллограммы, изображенной на рис. 19.

Таблица 1.

$n$	$\psi_1$	$y$	$y_{\text{ср}}$	$y_{\Sigma}$	Фактически $y_{\Sigma}$
0	1	11,50	1,5	13	13
1	0,85	9,80	1,5	-11,3	
2	0,76	8,75	1,5	10,25	10
3	0,60	6,90	1,5	-8,4	
4	0,47	5,40	1,5	6,9	7
5	0,34	3,90	1,5	-5,4	
6	0,22	2,5	1,5	4,0	3,5

Сопоставляя данные изменения амплитуд крутильных колебаний эксперимента с данными теоретическими, отмечаем достаточную близость их значений, что подтверждает правильность теоретических предположений о причинах затухания крутильных колебаний.

## 7. Рекомендации о наладке машин, вытекающие из проведенных исследований

В п. 3 представлены зависимости для установления оптимальных параметров воздушных амортизаторов двухоборотных плоскопечатных машин. Ниже даны рекомендации по регулировке воздушных амортизаторов эксплуатирующихся на полиграфических предприятиях машин ДПИ, ДПП, ДПМ, ПД-2. При этом указаны величины крутящих моментов на приводном валу талера, показано на примере машин ДПП и ПД-2 зависимость эффективности амортизации от диаметров поршней, сопоставлены возможные варианты регулировки и даны практические указания по их осуществлению.

На примере машины ДПП покажем порядок определения параметров регулировки амортизаторов. Найдем максимальное инерционное давление  $i_m$ . Для этого сначала определим массу талера с формой и приведенную массу связанных с ним частей. Вес талера с заключной рамой, найденный путем взвешивания,  $G_T = 780$  кг. Вес текстовой печатной формы максимального формата (с чугунным пробельным материалом), тоже найденный взвешиванием,  $G_{\Phi} = 145$  кг.

Итак, масса талера с формой

$$m_T = \frac{G_T + G_\Phi}{g} = 94,4 \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{м}}$$

Приведенная к талеру масса роликовой каретки ( $G_{p.k.} = 96 \kappa\Gamma$ ).

$$m_{p.k.} = \frac{G_{p.k.}}{g} \left( \frac{v_{p.k.}}{v_T} \right)^2 = \frac{G_{p.k.}}{4g} = 2,45 \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{м}},$$

где  $v_T$ ,  $v_{p.k.}$  — соответственно линейные скорости талера и роликовой каретки.

Приведенная масса валков и цилиндров красочного аппарата

$$m_{k.a.} = \sum I_i \left( \frac{\omega_i}{v_T} \right)^2,$$

где  $I_i$  — полярный момент инерции валика или цилиндра;  
 $\omega_i$  — соответствующая угловая скорость.

Напомним, что цилиндры красочного аппарата выполняются пустотелыми, а валики состоят из металлических стержней и валиковой массы. Путем подробного расчета определена приведенная к талеру масса красочного аппарата

$$m_{k.a.} = 9,0 \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{м}}.$$

Итак, общая приведенная масса

$$m_{np} = m_T + m_{p.k.} + m_{k.a.} = 105,85 \approx 106 \frac{\kappa\Gamma \text{сек}^2}{\text{м}}.$$

Максимальная сила инерции для рассматриваемых условий

$$P_{ин} = m_{np} \omega^2 r_{кр} = m_{np} r_{кр} \left( \frac{\pi 3n}{30} \right)^2 = 1,88 n^2 \quad (\kappa\Gamma),$$

где  $n$  — количество циклов машины в минуту.

Площадь двух поршней амортизаторов

$$F_\Sigma = 2 \frac{\pi D^2}{4} \approx 330 \text{ см}^2.$$

Максимальное инерционное давление

$$i_{ин} = \frac{P_{ин}}{F_\Sigma} = 0,0057 n^2 \quad \kappa\Gamma/\text{см}^2.$$

Подставляя в эту формулу соответствующее число циклов машины в минуту ( $n$ ), определяем значение  $i_m$ . Затем по диаграмме (рис. 10) для найденной величины  $i_m$  находим относи-

тельные оптимальные величины  $\alpha_{оп}$  и  $\varphi_{оп}$ , после чего определяются абсолютные значения длины цилиндров и относительного опережения

$$L = \frac{r_{кр}}{\varphi_{оп}} \text{ и } a = \alpha_{оп} L.$$

По номограмме (рис. 9-а, б, в, г, д) или графику (рис. 11) найдем максимальные крутящие моменты  $M_{кр} = M_{ед} F_{\Sigma}$ .

Как было показано выше, максимальное индикаторное давление воздуха в амортизаторах по принятому условию должно равняться  $p_{инд} = (i_m + 0,5) \text{ кг/см}^2$ . Оно является контрольным при регулировке амортизаторов.

В таблице 2 для машин ДПП и ПД-2 приведены параметры оптимальной регулировки амортизаторов при различных скоростях работы машины ( $n = 24-40$  циклов/мин.): значения максимального инерционного давления  $i_m$  ( $\text{кг/см}^2$ ), величины опережения  $a$  (мм), длины цилиндров  $L$  (мм), величины (округленной) максимального индикаторного давления  $p_{инд}$  ( $\text{кг/см}^2$ ) и максимальных крутящих моментов на приводном валу талера  $M_{кр.т}$  ( $\text{кгм}$ ). Сопоставляя параметры регулировки для обеих машин устанавливаем, что увеличение диаметра поршней в машине ПД-2 по сравнению с ДПП со 145 мм до 160 мм привело к снижению инерционного давления  $i_m$ , величины опережения  $a$  и снижению максимальных крутящих моментов  $M_{кр.т}$ , причем последние при  $n = 25-29$   $\text{ц/мин}$  уменьшаются на 4-6% и при  $n = 30-35$   $\text{ц/мин}$  — на 7-8%.

Полученные результаты справедливы только при условии выполнения предлагаемой в статье оптимальной регулировки.

Таблица 2:

ДПП						ПД-2					
$n$	$i_m$	$a$	$L$	$\sim p_{инд}$	$M_{кр.т}$	$n$	$i_m$	$a$	$L$	$\sim p_{инд}$	$M_{кр.т}$
24	3,28	81	387	3,8	23	24	2,70				
25	3,57	88	392	4,1	25	25	2,93	73	385	3,4	24
26	3,85	95	395	4,4	28	26	3,16	79	387	3,7	27
27	4,15	103	400	4,7	31	27	3,41	85	389	3,9	29
28	4,47	110	404	5,0	34	28	3,67	90	392	4,2	32
29	4,8	120	410	5,3	37	29	3,94	97	396	4,4	35
30	5,13	128	417	5,6	41	30	4,22	104	400	4,7	38
31	5,48	139	425	6,0	45	31	4,45	110	403	5,0	41
32	5,84	151	434	6,3	49	32	4,75	118	408	5,3	45
33	6,22	163	447	6,7	53	33	5,10	128	416	5,6	49
34	6,6	176	460	7,1	57	34	5,42	137	424	5,9	53
35	7,0	192	480	7,5	62	35	5,75	147	431	6,2	58
						36	6,07	157	441	6,6	62
						37	6,41	167	452	6,9	67
						38	6,77	181	465	7,3	72
						39	7,14	196	488	7,6	77
						40	7,5	215	515	8,0	83

В таблице 3 приведены значения крутящих моментов для различных скоростей машины ДПП при регулировке только величины давления воздуха (за счет навинчивания поршней на штоках), без изменения длины цилиндров, устанавливая его равным  $p_{инд} = (i_m + 0,5) \text{ кг/см}^2$ . Сохранена существующая полезная длина цилиндров  $L = 490 \text{ мм}$ . Для сопоставления на рис. 28

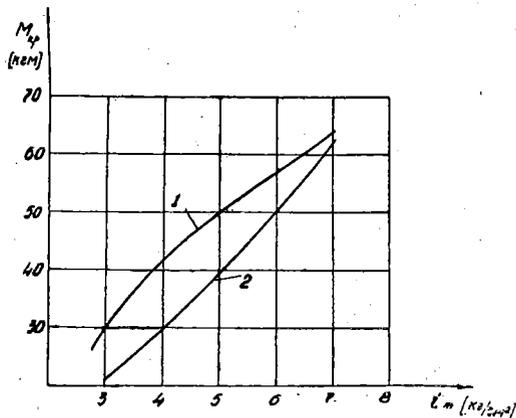


Рис. 28.

Влияние регулировки амортизаторов на величину крутящих моментов: 1 — регулировка Р при имеющейся длине цилиндров, 2 — при оптимальной регулировке.

представлены два графика  $M_{кр} = f(i_m)$ : график 1 представляет изменение крутящих моментов при  $p_{инд} = (i_m + 0,5) \text{ кг/см}^2$  и  $L = \text{const} = 490 \text{ мм}$ , график 2 — при  $p_{инд} = (i_m + 0,5) \text{ кг/см}^2$  и соответственно подбираемых длинах цилиндров.

Таблица 3.

$L = 490 \text{ мм} = \text{const}$					ДПП				
					$p_{инд} - i_m = 0,5 \text{ кг/см}^2$				
$n$	$i_m$	$a$	$\infty p_{инд}$	$M_{кр.т}$	$n$	$i_m$	$a$	$\infty p_{инд}$	$M_{кр.т}$
24	3,28	136	3,8	34	30	5,13	177	5,6	51
25	3,57	145	4,1	37	31	5,48	181	6,0	53
26	3,85	152	4,4	40	32	5,84	186	6,3	56
27	4,15	158	4,7	43	33	6,22	190	6,7	58
28	4,47	166	5,0	46	34	6,6	195	7,1	61
29	4,8	172	5,3	48	35	7,0	200	7,5	64

Из графиков, а также из сопоставления данных таблиц 2 и 3 различной регулировки амортизаторов машины ДПП видим явное преимущество оптимальной регулировки, ведущей к уменьшению крутящих моментов вместе с сокращением величины опережения. Так, например, при рабочих режимах работы машины ДПП  $n=28-30$  циклов/мин. моменты снизятся соответственно на 26—20%. Понятно также, что сохранение имеющейся стабильной регулировки амортизаторов при изменении режима работы, как это имеет место в большинстве полиграфических предприятий, приводит к недопустимой перегрузке механизмов привода талера, что легко уяснить из рассмотрения номограмм на рис. 9-а, б, в, г и д.

В заключение необходимо отметить, что фактические крутящие моменты на валу привода талера будут всегда больше моментов рассчитанных по настоящей методике, так как не учтены силы трения, сопротивление красочного аппарата, приводимого в движение талером.

Установим величину этих дополнительных моментов, приняв сопротивление красочного аппарата  $N_{ка}=70$  кг [5] и приведенную к талеру силу трения  $T=20$  кг. Так как эти силы всегда направлены против движения талера, то при прямом его ходе (т. е. при выбеге) они одного знака с давлением воздуха и суммируются с ним, при обратном же ходе (т. е. при разбеге) наоборот, они вычитаются.

На рис. 29 представлены графики изменения сил, приведенных к направлению движения талера и моментов на валу привода

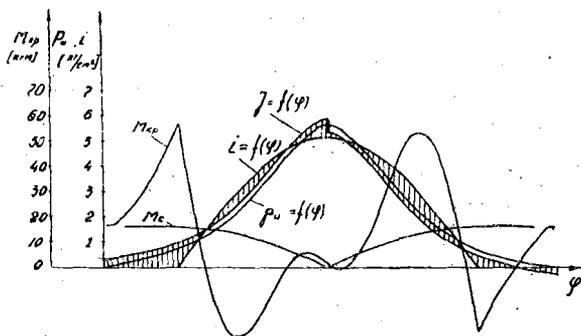


Рис. 29.

Графики изменения сил, приведенных к талеру и крутящих моментов на валу привода талера в период реверса.

шипа в период реверса при оптимальной регулировке амортизаторов и 30 рабочих циклах машины в минуту. Давление воздуха характеризуется графиком  $p_n=f(\varphi)$ . Параллельная к нему кривая  $J=f(\varphi)$  изображает геометрическую сумму дав-

лений на  $1 \text{ см}^2$  площади поршней от противодействия воздушных амортизаторов и сил сопротивления  $p \pm \frac{N_{\text{ка}} + T}{F_{\Sigma}}$ . Заштрихованные

участки, в масштабе диаграммы, выражают неуравновешенные силы  $P_{\text{ин}} - Q$ . Если допустить, что силы трения и сопротивления красочного аппарата остаются постоянными с изменением скорости, то в период равномерного перемещения и в момент начала реверса талера крутящий момент от этих сил определится  $M_c = (N + T)r_{\text{кр}}$  (для ДПП  $M_c = 16,2 \text{ кгМ}$ ).

В дальнейшем крутящие моменты изменяются пропорционально плечу действия силы ( $r \cos \omega t$ ), как изображено на рисунке 28,  $M_c = f(\varphi)$ . Общий момент будет представлять геометрическую сумму моментов от неуравновешенной силы  $P_{\text{ин}} - Q$  и суммарной  $(N + T)$ , или, что то же самое, от разности сил  $P - I$ . Таким образом, для определения действительного максимального крутящего момента необходимо к моменту, найденному ранее по номограммам (или приведенному в таблицах), добавить величину момента от сил  $(N + T)$ .

Из рисунка также видим, что общий момент  $M_{\text{кр}}$  к началу реверса увеличивается, в период выбега уменьшается, а в период разбега талера снова увеличивается. При этом увеличение в период опережения (к началу реверса) является наибольшим. Так, например, в рассматриваемом случае  $M_{\text{кр} \text{ в } m} = 57 \text{ кгМ}$ .  $M_{\text{кр} \text{ в } m} = 53 \text{ кгМ}$ . Однако, если учесть неизбежную утечку воздуха через зазоры между поршнями и цилиндрами, нарушающую симметричность диаграммы давления, то максимальные крутящие моменты в период реверса (в период разбега) будут примерно равны максимальным моментам в период опережения. Следовательно, выдвинутое условие оптимальной регулировки амортизаторов — достижение одинаковой величины максимальных крутящих моментов на приводном валу талера в характерных фазах реверса при выполнении предложенной регулировки (обоснованной с учетом только сил инерции и давления воздуха) будет примерно выполняться также с учетом сил трения и сопротивления красочного аппарата.\*

## 8. Инструкция по оптимальной наладке воздушных амортизаторов плоскочечатных машин типа ДП (Для механиков печатных цехов)

Материалы, публикуемые ниже, обоснованы аналитическими теоретическими расчетами и широкими экспериментальными

\* Ввиду того, что при теоретических расчетах принята идеальная диаграмма сжатия воздуха, отличающаяся от действительной, фактические крутящие моменты на валу привода талера во всех случаях больше рассчитанных теоретически. Из-за утечки воздуха, а также из-за потери им энергии на нагрев, действительная кривая сжатия воздуха при набегании проходит выше теоретической, при сбегании — ниже теоретической.

исследованиями двухоборотных плоскопечатных машин и относятся к машинам типа «ДП» (ДПИ, ДПП, ДПГ, ДПМ, ДДС, ПД-2).

Предлагаемые наладки предполагают нормальное состояние амортизаторов: отсутствие задиров и царапин на рабочих поверхностях цилиндров, правильное их положение к перемещению поршней, правильный подбор и нормальное состояние поршневых колец, обеспечивающие достаточную компрессию воздуха в цилиндрах.

Работа машин проводится с закрытыми кранами цилиндров амортизаторов. При пуске и остановке машин краники следует открывать. С целью рационализации этой операции следует приспособить соответствующие электромагнитные устройства с обычным кнопочным управлением.

Цилиндры амортизаторов, изготовляемые заводами полиграфических машин, имеют совершенно определенную постоянную длину.

Вместе с тем эта длина не соответствует оптимальной наладке амортизаторов, конкретной в зависимости от режима эксплуатации машины. Поэтому для оптимальной наладки необходимо:

а) обеспечить возможность регулировки длины цилиндров путем сверления отверстий и нарезки в них резьбы для установки пробок, одна из которых вывинчивается при наладке цилиндра в зависимости от режима работы машины;

б) установить поршни на штоках в соответствии с необходимостью достижения определенного давления;

в) проверить максимальное давление воздуха в цилиндрах во время работы и произвести требующуюся корректировку установки поршней.

### Реконструкция цилиндров применительно к оптимальной наладке и их установка на заданный режим

Электрическая схема двухоборотных машин обеспечивает шесть ступеней регулировки скоростей. Первые две скорости (в ПД-2 — 16 и 22, в остальных машинах 17,5 и 21 циклов в минуту) не используются для стабильной работы машины, они лишь служат для постепенного наращивания скоростей и, тем самым, уменьшения инерционных сил в период пуска.

Ниже приведены значения полезной длины цилиндра  $L$  (мм) в зависимости от скорости работы машины  $n$  (ц/мин) для машин ДПП, ДПИ, ДПМ, ДПГ ( $D_{ц} = 145$  мм) и машины ПД-2 ( $D_{ц} = 160$  мм).

ДПП	$n$	24,5	26	27	28	29	30	31,5	33	34	35
	$L$	389	395	400	404	410	417	430	447	460	480

ПД-2	<i>n</i>	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	<i>L</i>	392	396	400	403	408	416	424	431	441	452	465	488	515

Жирными линиями обведены значения имеющихся ступеней регулировок скоростей. На рис. 30 представлен чертеж цилиндра машины ДПП с внесенными изменениями, применительно к имеющимся вариантам регулировок скоростей. Снизу цилиндра 1, на определенных расстояниях от дна, просверлены четыре

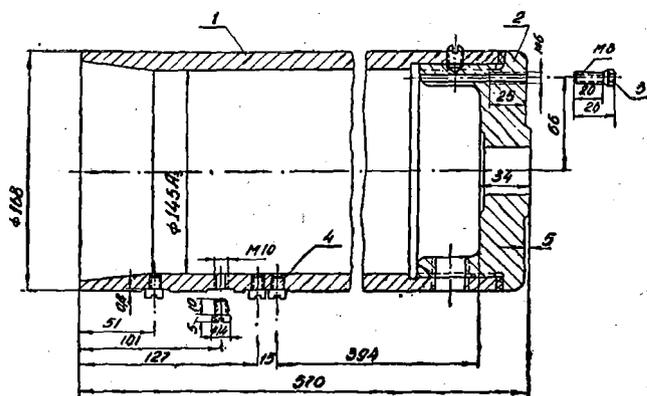


Рис. 30.

Сверление отверстий и пробки для регулировки длины цилиндра воздушного амортизатора.

отверстия и нарезана резьба М10 в них. Отверстия, считая последовательно от дна, соответствуют скоростям  $n=24,5$ ; 28,0; 31,5 и 35,0 циклов в минуту. Перекрытие отверстий осуществляется пробками 4. Для плотности прилегания пробок к цилиндрам на последних выбирают соответствующие площадки глубиной 0,8—1,0 мм и устанавливают прокладки (паронитовые).

Для удобства контроля установки поршней в днище 2 каждого из цилиндров предусматривается отверстие, через которое осуществляется промер глубиномером. В части отверстия нарезается резьба М6 для перекрытия его винтом 3 в процессе работы машины.

Для осуществления наладки цилиндров необходимо все отверстия закрыть, оставив открытым только отверстие, соответствующее установленному режиму работы машины. По нашим данным, наиболее целесообразно эксплуатировать машины ДПП (ДПМ, ДПИ, ДПГ) на пятой скорости, т. е. на 31,5 циклов в минуту.

## Установка поршней на заданный режим работы и ее контроль

Установка поршней производится путем навинчивания их на штоках с последующей фиксацией контргайками. Она имеет целью достижение заданного максимального давления в амортизаторах в крайнем положении талера (т. е. в момент наибольшего сжатия воздуха). В зависимости от скорости работы машины  $n$  поршни устанавливаются (при крайнем положении талера) на определенном расстоянии от днищ цилиндров. Величина  $l$  (мм) в таблице представляет расстояние от поршней к наружной плоскости днища цилиндра (т. е., включая его толщину,  $\delta = 29$  мм), величина  $e$  без учета толщины днища.

ДПП	$n$	24,5	26	27	28	29	30	31,5	33	34	35
	$l$	154	149	146	143	139	138	134	133	133	137

ПД-2	$n$	28	29	30	31	32	33	34	35	36	33	38	39	40
	$e$	122	119	116	113	110	108	107	104	104	105	104	112	120

Контроль установки поршней осуществляется глубиномером или измерительным стержнем 2 через специально изготовленное в торце цилиндра 1 отверстие (рис. 31).

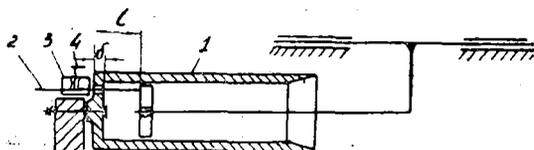


Рис. 31.

Схема осуществления контроля установки поршней при регулировке амортизаторов.

### Проверка максимального давления воздуха в цилиндрах

Максимальное давление воздуха в амортизаторах ( $\text{кг/см}^2$ ) оценивается визуально по шкале имеющегося манометра. Величины этого давления, зависящие от устанавливаемой скорости работы машины  $n$ , следующие:

ДПП	$n$	24,5	26	27	28	29	30	31,5	33	34	35
	$\sim p$	3,9	4,4	4,7	5,0	5,3	5,6	6,2	6,7	7,1	7,5

ПД-2	<i>n</i>	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	$\sim p_{II}$	4,2	4,4	4,7	5,0	5,3	5,6	5,9	6,2	6,6	6,9	7,3	7,6	8,0

Вследствие некоторой утечки воздуха через зазоры между поршневыми кольцами и цилиндрами давление будет несколько ниже ожидаемого, что необходимо компенсировать небольшим добавочным перемещением поршней (0,5—2 оборота поршней вокруг оси), добиваясь его соответствия заданному.

### Наладка машины для автоматического открывания клапанов в период ее пуска и остановки

Данная наладка включает два этапа: 1) установка на машину клапанов с электромагнитами и 2) монтаж и увязка электрической части с электрооборудованием машины.

Предлагаемые клапаны могут быть установлены взамен имеющихся кранов на трубах, соединяющих цилиндры амортизаторов.

Открывание клапанов осуществляется при пуске и остановке машины от электромагнитов, управляемых системой реле времени. В период работы, а также в нерабочем состоянии машины, они закрыты под действием соответствующих пружин.

На рис. 32 показан чертеж клапана с электромагнитом. В отверстие (из-под крана) трубы 1 завинчивается переходник 2,

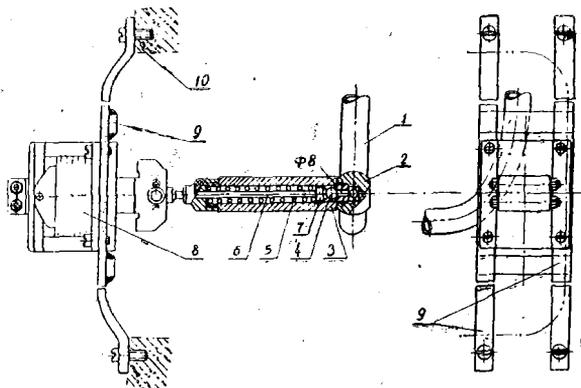


Рис. 32.

Электромагнитный механизм клапана воздушных амортизаторов.

в который в свою очередь ввинчивается корпус 3 клапана. В корпусе просверлено отверстие диаметром  $\varnothing 8$  мм, которое закрывается шариком 4 под действием пружины 5, упирающейся

в специальную гайку. Вдоль оси пружины проходит шток 6 с латунным цилиндрическим наконечником 7 и при помощи пальца соединяется с якорем электромагнита 8. Электромагнит с помощью специальной рамы 9 крепится болтами к стенке машины 10.

При подаче питания сердечник электромагнита втягивается и через шток 6 сжимает пружину. Шарик под действием воздуха отходит, позволяя ему выходить через отверстия (2 отв.  $\varnothing 6$ ) в корпусе клапана.

Если считать что максимальное давление воздуха в цилиндрах амортизаторов  $p_n = 7 \text{ кг/см}^2$ , то при площади перекрываемого отверстия  $s \approx 0,5 \text{ см}^2$ , максимальная сила давления воздуха на шарик  $P = p_n \cdot s = 3,5 \text{ кг}$ . Следовательно, пружина должна быть предварительно сжата для создания усилия на шарик не менее 3,5 кг. Электромагнит при включении должен развивать силу 4,5—5,0 кг с ходом якоря 10—15 мм.

На рис. 33 показана принципиальная схема электрооборудования

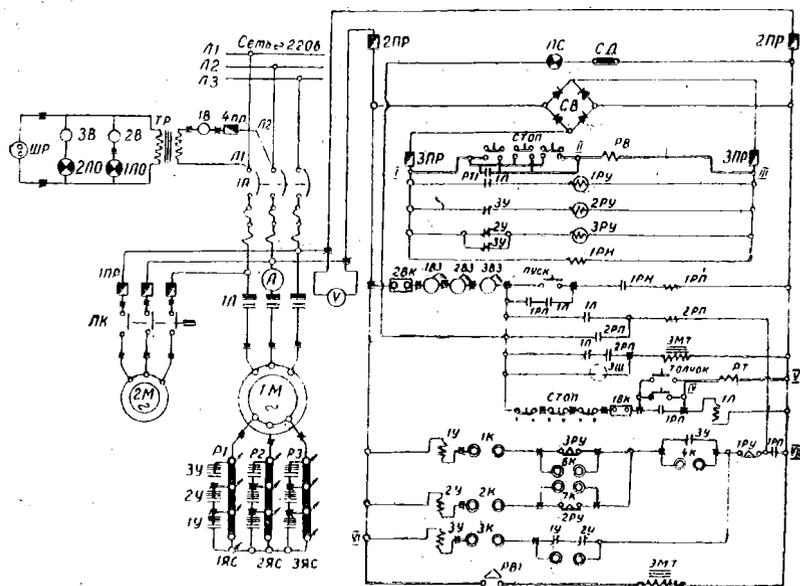


Рис. 33.

Схема электрооборудования машины после внесения рекомендуемых изменений.

вания машины с внесенными в нее изменениями (на схеме показаны жирными линиями).

Работа электросхемы включения электромагнитов осуществляется следующим образом.

При нажатии на кнопку «пуск» или «толчек» подается питание на реле времени переменного тока (РТ). В результате замыкаются нормально разомкнутые контакты РТ-1 и подается питание на реле времени постоянного тока (РВ) с выдержкой при отключении цепи 6—8 сек, что обеспечивает питание электромагнита на протяжении данного времени. При нажатии на кнопку «стоп» питание подается непосредственно на реле времени постоянного тока (РВ), обеспечивающего включение электромагнитов амортизаторов.

В качестве реле постоянного тока может быть использовано реле КМР с временем срабатывания  $t_{ср} = 50$  м/сек и временем отпускания  $t_{отп} =$  до 10 сек, рассчитанное на мощность  $P = 80$  Вт. В качестве реле переменного тока можно использовать, например, реле РП+В или РП7-100, напряжением  $U = 220$  вольт.

Необходимо также заметить, что для управления электромагнитами может быть использован центробежный регулятор, приводимый в движение от любого из валов машины.

## ВЫВОДЫ

1. Применяемые для улучшения динамики отечественных двухоборотных плоскопечатных машин воздушные амортизаторы сил инерции талера используются на предприятиях недостаточно эффективно. Это связано с отсутствием объективных обоснованных рекомендаций по регулировке рассматриваемых ответственных устройств. Нередко можно встретить случаи эксплуатации двухоборотных машин Рыбинского завода при открытых краниках цилиндров буферов, что заведомо ухудшает динамику реверса талера.

2. В результате проведенных аналитических и экспериментальных электротензометрических исследований отечественной двухоборотной плоскопечатной машины «ДПП» выявлено, что ввиду частичного характера уравнивания сил инерции талера противодействием воздушных амортизаторов, во всех случаях на валу привода талера возникают значительные знакопеременные крутящие моменты, которые «раскачивают» вал и порождают крутильные колебания.

При включенном натиске потенциальная энергия упругости скрученного вала гасится за счет относительного проскальзывания ограничительных колец печатного цилиндра по ротовым планкам талера. Этим объясняется появление эффекта «дробления печати», возникающего при попытках эксплуатировать плоскопечатные машины типа ДП (ДПИ, ДПМ, ДПП и др.) на повышенных скоростях.

3. Исследованиями установлено, что для каждого скоростного режима эксплуатации двухоборотной плоскопечатной машины имеется своя оптимальная регулировка буферов амортизаторов (длина цилиндров, установка поршней, степень сжатия) при

которой величины крутящих моментов на валу привода талера предельно минимизируются, а давление на подвижную створку ограничивается допустимыми пределами и натяг между ростовыми планками талера и ограничительными кольцами печатного цилиндра может быть сокращен до наиболее низкого предела. Оптимальная наладка повышает жизненный ресурс машины, дает возможность повысить ее скорость, сохраняя высокое качество продукции.

В работе даны конкретные рекомендации по оптимальной наладке воздушных амортизаторов отечественных двухоборотных машин при различных режимах работы.

4. Радикально улучшить динамику реверса талера возможно лишь дальнейшим усовершенствованием конструкции воздушных амортизаторов, введением устройств автоматически управляющих оптимальной наладкой в зависимости от скорости режима работы.

Накопленные результаты аналитических и экспериментальных электротензометрических исследований существующих амортизаторов сил инерции талера двухоборотных машин помогут дальнейшим работам в рассматриваемой области.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Воскресенский М. И. «Некоторые вопросы динамики двухоборотных плоскопечатных машин ДПИ», кандидатская диссертация, 1954.
2. Измерение неэлектрических величин электрическими методами, под редакцией Н. И. Пригоровского, Машгиз, 1952.
3. Исследование вопроса об уравнивании плоскопечатных двухоборотных машин, Отчет о работе, НИИполиграфмаш, г. Рыбинск, 1956.
4. Машиностроение, энциклопедический справочник, т. I, книга вторая, 1948.
5. Морозов М. Г., Воскресенский М. И. Методика энергетического расчета красочных аппаратов, Научные труды МПИ, сб. III, 1955.
6. Раевский Н. П. Методы экспериментального исследования механических параметров машин, АН СССР, 1952.
7. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле, Физматгиз, 1959.
8. Тир К. В. Дробление печати и его устранение, Сборник трудов УНИИПП, выпуск III, 1954.
9. Паспорт и заводские чертежи узлов машины ДПП.