

сивер 4, главный тормозной цилиндр (пневмогидроцилиндр) 5, четыре колесных цилиндра 6, пневматический трубопровод 7 и соединительные гидравлические трубопроводы 8.

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс наполнения переменной емкости пневмогидроцилиндра 5 с учетом дросселирования потока воздуха в тормозном кране 3, записывается в виде

$$D_1 \frac{dp_1}{dt} + D_2 y \frac{dp_1}{dt} + D_2 p_1 \frac{dy}{dt} + D_3 p_1 - D_4 p_4 = 0, \quad (1)$$

где  $D_1$ ;  $D_2$ ;  $D_3$  и  $D_4$  — коэффициенты, равные:

$$D_1 = V_0 \cdot 10^{-3}; \quad D_3 = 10^{-3} \kappa; \quad D_4 = 1,5 \kappa \cdot 10^{-3};$$

$$D_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_1 \leq p_0, \\ F_1 & \text{при } p_1 > p_0; \end{cases}$$

$V_0$  — начальный объем пневматической полости пневмогидроцилиндра, л;  $y$  — текущее перемещение поршня пневмогидроцилиндра, м;  $\kappa$  — удельная проходимость дросселя, эквивалентного трубопроводу 7, л/сек;  $p_{\max}$  — абсолютное давление воздуха в ресивере, н/м;  $p_0$  — абсолютное давление воздуха в полости пневмогидроцилиндра, соответствующее началу перемещения поршня, н/м;  $p_4$  — текущее абсолютное давление воздуха в полости тормозного крана, определяемое по уравнению

$$\frac{dp_4}{dt} + \frac{\kappa}{V_{\text{кр}}} (p_4 - p_1) + \frac{\kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} p_4 h - \frac{1,5 p_{\max} \kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} h = 0, \quad (2)$$

где  $V_{\text{кр}}$  — объем полости тормозного крана, л;  $\kappa_{\text{кр}}$  — максимальная удельная проходимость тормозного крана, л/сек;  $h_1$  — открытие клапана тормозного крана, соответствующее  $\kappa_{\text{кр}}$ , м;  $h$  — текущее значение величины открытия клапана тормозного крана, определяемое по уравнению:

$$h = A_1(t^* - \tau) - h_0 - \frac{F_{\text{кр}}}{c_{\text{пр}}} p_4, \quad (3)$$

где

$$A_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau, \\ y_{1 \max} & \\ t_{\max} & \text{при } t > \tau; \end{cases}$$

$h_0$  — зазор между штоком и клапаном крана, м;  $c_{\text{пр}}$  — жесткость пружины следящего действия, н/м;  $F_{\text{кр}}$  — площадь поршня следящего действия крана, м<sup>2</sup>;  $\tau$  — время запаздывания перемещения штока крана от начала перемещения тормозной педали, вызванное

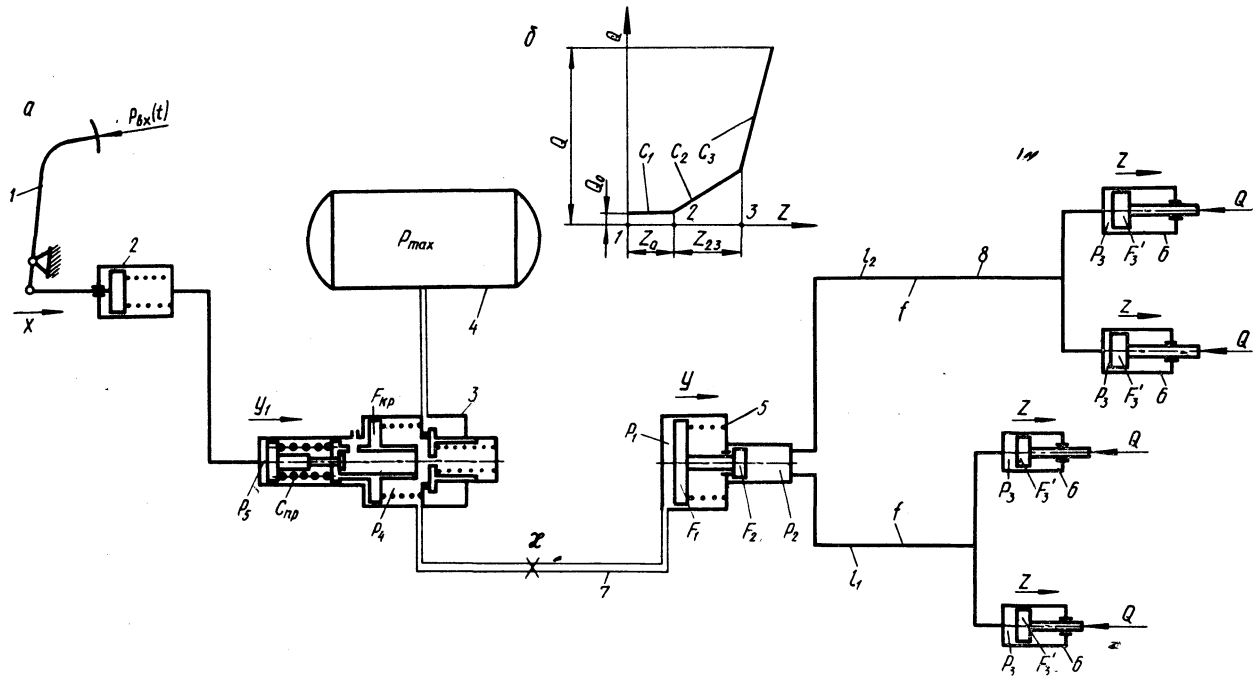


Рис. 1. Расчетная схема пневмогидравлического контура тормозной системы (а) и аппроксимированная характеристика колесного механизма (б)

кинематическими зазорами в этой цепи;  $y_{1 \max}$  — максимальное перемещение штока крана,  $m$ ;  $t^*$  — время, за которое шток крана перемещается от 0 до  $y_{1 \max}$ , оно ограничивается значениями

$$\tau < t^* \leq t_{\max} + \tau.$$

Значение  $h$ , определяемое по уравнению (3), должно находиться в пределах  $0 < h \leq h_1$ .

Значение  $h_1$  зависит от конструктивных особенностей крана, и, как правило, это значение, а также и величина удельной проходимости  $\kappa_{кр}$  определяются для каждого тормозного крана экспериментальным путем. В лаборатории тормозов МАЗ был постав-

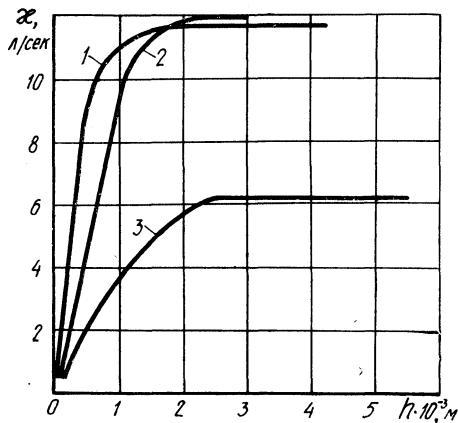


Рис. 2. Зависимость проходимости клапанов тормозных кранов от величин открытия

лен эксперимент по снятию дроссельных характеристик тормозных кранов различных конструкций. На рис. 2 показаны зависимости удельной проходимости клапанов опытных тормозных кранов от величины их открытия  $h$ : 1 — для плоского клапана, 2 — для конического клапана, 3 — для крана Полтавского агрегатного завода. Во всех случаях производилось наполнение тарированной емкости объемом 4,2 л. Анализ полученных зависимостей показывает, что характеристики кранов имеют при определенных значениях  $h = h_1$  насыщение, т. е. при дальнейшем увеличении открытия клапана  $\kappa_{кр}$  удельная проходимость его не изменяется. Указанное обстоятельство должно учитываться при динамическом расчете тормозного привода автомобилей.

Давление  $p_1$  и  $p_4$ , определенные по уравнениям (1) и (2), должны быть ограничены значениями

$$0 < p_1 \leq p_4; \quad 0 < p_4 \leq p_{\max}.$$

Динамические процессы в гидравлическом контуре тормозного привода описываются уравнением сил, приведенных к одному из поршней контура, уравнением расхода рабочей жидкости в контуре и уравнениями связи [1, 2]. Дифференциальное уравнение дви-

жения поршня главного тормозного цилиндра с учетом инерционности столба рабочей жидкости, потерь давления на трение по длине трубопроводов, местных потерь давления, переменной силы полезного сопротивления колесных тормозных механизмов  $Q$ , приведенных к поршню главного цилиндра, и силы давления воздуха в пневматической полости цилиндра, записывается в виде

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \Delta p_1 F_2 + \Delta p_2 F_2 + \frac{QnF_2}{F_3} - F_1 p_1 = 0, \quad (4)$$

где  $m$  — масса рабочей жидкости в соединительных трубопроводах, приведенная к поршню главного тормозного цилиндра;  $y$  — перемещение поршня;  $\Delta p_1$  — потери давления на трение по длине трубопровода;  $\Delta p_2$  — суммарные местные потери давления;  $F_2$  — площадь гидравлического поршня главного цилиндра;  $F_3$  — суммарная площадь поршней колесных цилиндров;  $n$  — число колесных цилиндров.

Для тормозных систем автомобилей сила  $Q$  обычно определяется согласно рис. 1, б, как

$$Q = \begin{cases} Q_0 + c_1 z & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ Q_0 + (c_1 - c_2)z_0 + c_2 z & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23} + c_3 z & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases} \quad (5)$$

где  $c_1, c_2, c_3$  — жесткости колесного тормозного механизма на участках;  $z_0$  — зазор между барабаном и колодками, приведенный к оси колесного цилиндра;  $z_{23}$  — длина участка, имеющего жесткость  $c_2$ ;  $Q_0$  — сила предварительного натяжения стяжных пружин.

Значения  $c_1, c_2, c_3$  и  $z_{23}$  определялись методами статистической обработки испытания колесных механизмов. Приведенная масса жидкости  $m$  определяется уравнением

$$m = \frac{\gamma F_2^2 l_3}{gfi}, \quad (6)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости;  $f$  — площадь поперечного сечения трубопровода;  $i$  — число гидравлических ветвей;  $l_3$  — эквивалентная длина одной ветви:

$$l_3 = \frac{\sum l_i}{i}.$$

Потери по длине трубопровода можно определить по полученным выражениям:

для ламинарного режима течения жидкости

$$\Delta p_1 = 8\pi\eta l_3 \frac{F_2}{if^2} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (7)$$

для турбулентного режима

$$\Delta p_1 = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3}{gV \bar{f}} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (8)$$

где  $\eta$  — динамический коэффициент вязкости жидкости;  $\lambda_m$  — коэффициент сопротивления трения. Местные потери давления учитываются выражением

$$\Delta p_2 = \frac{\xi \gamma}{2g} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (9)$$

где  $\xi$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений.

С учетом выражений (5) — (9) уравнение (4) принимает вид:

для ламинарного режима (при  $0 < \frac{dy}{dt} \leq N$ )

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + B_{21} \frac{dy}{dt} + B_3 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (10)$$

для турбулентного режима (при  $\frac{dy}{dt} > N$ )

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + (B_{22} + B_3) \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (11)$$

$$B_1 = \frac{\gamma l_3 F_2^2}{gfi}; \quad B_{21} = 8\pi\eta l_3 \frac{1}{i} \left( \frac{F}{f} \right)^2;$$

$$B_{22} = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3 F_2}{gV \bar{f}} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2; \quad B_3 = \frac{\xi \gamma F_2}{2g} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2;$$

$$B_4 = \begin{cases} c_1 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ c_2 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ c_3 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases}$$

$$N = \frac{2050\gamma}{gF_2} i\eta\sqrt{\bar{f}};$$

$$B_5 = \begin{cases} Q_0 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ [Q_0 + (c_1 - c_2)z_0] n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ [Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23}] n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}). \end{cases}$$

Уравнение расходов с учетом сжимаемости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух, записываем в виде

$$F_2 \frac{dy}{dt} = F_3 \frac{dz}{dt} + V_{ж} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (12)$$

где  $\psi(p_1)$  — коэффициент податливости, характеризующий суммарную деформацию единичных объемов жидкости и элементов гидравлического контура при изменении давления на 1 н/м [3];  $V_{ж}$  — объем рабочей жидкости, определяемый как

$$V_{ж} = F_2 y_{\max} + l_3 f i.$$

Податливость контура нужно учитывать при изучении быстрого действия привода тормозов. В пневмогидравлических приводах за счет податливости элементов привода и рабочей жидкости увеличивается объем пневматической полости главного цилиндра, что в свою очередь в значительной мере влияет на время срабатывания привода в целом.

В настоящее время в литературе имеется несколько зависимостей для определения податливости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух [3, 4]. Однако эти зависимости для реальных систем могут быть применены только лишь в первом приближении, так как чтобы полнее учесть все факторы, влияющие на податливость гидравлического контура, необходимо для расчета иметь коэффициент податливости  $\psi(p_1)$ , полученный в результате эксперимента.

Коэффициент податливости гидравлического контура с учетом сжимаемости рабочей жидкости и элементов контура определяется по полученной нами эмпирической зависимости

$$\psi(p_1) = 0,51 \left[ \frac{1}{E} + \frac{a}{(p_{\max} - p_0) \frac{F_1}{F_2} + 1} \right] (p_{\max} - p_0) e^{-0,51(p_1 - p_0)}, \quad (13)$$

где  $E$  — модуль упругости жидкости;  $a$  — доля объема, которую занял бы при атмосферном давлении присутствующий в объеме  $V_{ж}$  нерастворенный воздух.

Давление жидкости в колесном цилиндре можно определить как

$$p_3 = \frac{Qn}{F_3}. \quad (14)$$

Решив совместно уравнения (5) и (14), получим

$$p_3 = (B_4z + B_5) \frac{1}{F_2}. \quad (15)$$

Таким образом, динамические процессы в пневмогидравлическом контуре привода тормозов описываются системой нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений, включающей выражения (1), (2), (3), (10), (11), (12), (13), (14). Аналитическое исследование данной модели проводилось на ЭВМ М-220 в Институте математики АН БССР. Для проверки расчетных данных в лаборатории тормозов МАЗ было проведено экспериментальное исследование динамики данного пневмогидравлического контура.

При экспериментальном исследовании производилась запись следующих процессов: перемещение тормозной педали  $x$ ; перемещение поршней пневмогидроцилиндра  $y$ ; суммарное перемещение поршней колесного тормозного цилиндра  $z$ ; давление воздуха в пневмогидроцилиндре  $p_1$  и на выходе из тормозного крана  $p_4$ ; давление жидкости в пневмогидроцилиндре  $p_2$ ; в колесном цилиндре  $p_3$  и в рабочем цилиндре тормозного крана  $p_5$ .

На рис. 3 показаны сплошной линией — динамическая характеристика тормозного привода, полученная при расчете по математической модели, а пунктирными линиями — соответствующие экспериментальные данные. Эти данные показывают хорошее совпадение результатов аналитического исследования с экспериментальными данными в качественном и количественном отношении. Расхождение в начальный момент составляет до 25%, а при приближении процессов к установившимся — 5—10%.

В результате теоретического и экспериментального исследований получено семейство графиков, дающих зависимости быстродействия привода от конструктивных параметров привода. На рис. 4 приведен один из графиков для параметров  $i=2$ ;  $n=4$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Полученные графики необходимы для оценки быстродействия пневмогидравлических приводов и для выбора рациональных параметров при проектировании тормозных приводов.

Следует отметить, что исключение при математическом описании динамики привода вышеуказанных существующих нелинейностей, как показали наши исследования, приводит к значительным погрешностям при анализе систем.

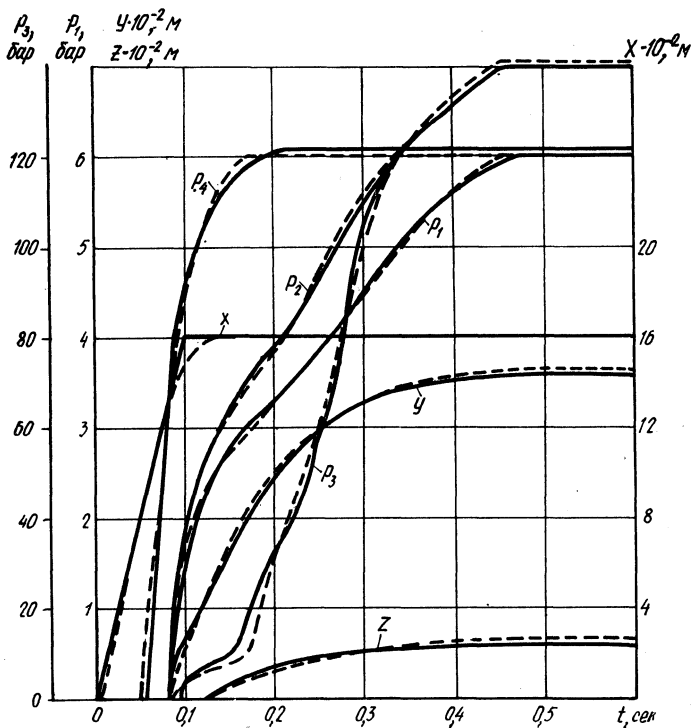


Рис. 3. Динамическая характеристика пневмогидравлического привода для параметров  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $f=0,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $n=4$ ;  $i=2$ ;  $l_3=5,0 \text{ м}$

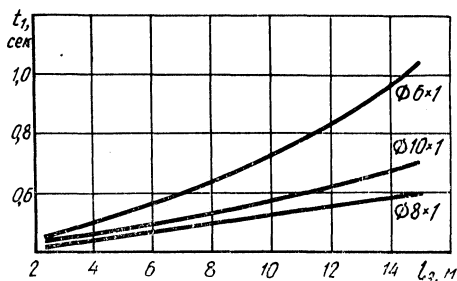


Рис. 4. Зависимость времени срабатывания пневмогидравлического привода от параметров гидравлических трубопроводов для  $i=2$ :  $n=4$ ;  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

### Л и т е р а т у р а

- [1] Гамынин Н. С. и др. Гидравлический следящий привод. М., 1968. [2] Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М., 1964. [3] Немировский И. А. Графоаналитический метод расчета гидроприводов. М., 1968. [4] Цуханова Е. А. Об уравнениях движения гидроприводов с учетом сжимаемости рабочей среды. — «Машиноведение», 1966, № 6.



В. Ф. Ванчукевич

## РАСЧЕТ ПОСТОВ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Выявленные закономерности прибытия подвижного состава с линии в гаражи, а также продолжительность проверки его технического состояния позволяют определить по теории массового обслуживания качество организации работы действующих контрольно-пропускных пунктов, требуемое число постов на пунктах, а также установить оптимальное время пребывания подвижного состава и водителей в очереди и найти оптимальный вариант использования КПП по показателям эффективности [1].

Наиболее правильно определяется качество работы контрольно-пропускных постов по времени простоя в очередях возле них подвижного состава и водителей. Это время должно составлять часть подготовительно-заключительного времени водителей, устанавливаемого действующими нормативами [1].

Подготовительно-заключительное время для водителей устанавливается из расчета 2,5 мин на каждый час работы. При этом длительность простоя следует определять исходя из необходимости участия водителя в выполнении части или всего объема ежедневного обслуживания автотранспорта.

Подготовительно-заключительное время можно представить в виде формулы

$$T_{п. з} = t + t_k + t_{у. м} + t_{запр} + t_{док} + t_{пр}, \quad (1)$$

где  $t$  — время простоев у поста контроля КПП;  $t_k$  — время контроля технического состояния на посту контроля;  $t_{у. м}$  — время выполнения уборочно-моечных работ;  $t_{запр}$  — время заправки автомобиля горюче-смазочными материалами;  $t_{док}$  — время на оформление технической документации;  $t_{пр}$  — время постановки автомобиля в зону стоянки или ремонта, проверка эффективности действия тормозов агрегатов и систем на специальных площадках, подсоединение утеплительных устройств при безгаражном хранении автомобилей или слив воды, запуск и прогрев двигателя автомобиля перед выездом на линии и т. д.