

С.С.Костюкович, канд. техн. наук (БПИ),
К.Ф.Горский, инженер (БПИ),
П.И.Дривень, инженер (БПИ),
В.Т.Минченя, инженер (БПИ)

КОНСТРУКТОРСКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОБРАБОТКА ТОРМОЗНОГО УЗЛА ТРАНСПОРТЕРА

Одним из резервов повышения производительности автоматических линий является снижение времени, затрачиваемого на транспортировку деталей в зону обработки. Увеличение скорости транспортера в установившемся режиме достигается практически просто, однако увеличение средней скорости требует в свою очередь оптимизации переходных режимов движения (разгон, торможение). При всем многообразии конструктивных решений тормозных устройств обеспечение оптимального закона торможения представляет определенные трудности, особенно при высоких рабочих скоростях исполнительных органов гидропривода. Отсутствие четких рекомендаций по проектированию и расчету тормозных устройств и достаточных данных для оценки работоспособности разрабатываемых конструкций вызывает необходимость дальнейшего изучения процессов торможения в каждом конкретном случае.

В настоящей работе рассматривается вопрос определения конструктивных параметров тормозного узла гидроцилиндра транспортера с целью оптимизации процесса торможения. Условия работы транспортера следующие: перемещение деталей - в вертикальной плоскости; масса деталей $m = 100$ кг; скорость установившегося движения $V = 0,5$ м/с.

Известно, что наиболее оптимальное торможение обеспечивается в случае достижения закона постоянного ускорения, причем при жестком креплении деталей к подвижному элементу привода модуль предельного ускорения при торможении не должен превышать значения $|a| = 3...4$ м/с², а скорость подвода подвижного элемента к упору перед остановкой - $V_{ост} = 0,03...0,05$ м/с [1, 2].

Схема торможения показана на рис. 1. Конструкция тормозного узла представляет собой сочетание дросселя постоянного сечения, встроенного в крышку гидроцилиндра, и дросселя переменного сечения, представляющего собой просверленные диаметрально в поршне отверстия разного диаметра (по пять

представленной на рис. 1, можно записать следующие уравнения движения исполнительного органа (ИО):

для хода вниз:

$$M_{\text{пр}} \cdot g + P_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}} + M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt} = P_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}} + R_{\text{тр}}; \quad (1)$$

для хода вверх:

$$M_{\text{пр}} \cdot g + R_{\text{тр}} + P_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}} = P_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}} + M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt}, \quad (2)$$

где $P_{\text{ц}}$ и $P_{\text{ш}}$ - давление масла соответственно в цилиндровой и в штоковой полостях; $F_{\text{ц}}$ и $F_{\text{ш}}$ - площадь поршня соответственно в цилиндровой V в штоковой полостях; $R_{\text{тр}}$ - сила трения; $M_{\text{пр}}$ - приведенная к ИО масса всех движущихся частей; $V_{\text{тр}}$ - скорость движения ИО в период торможения; g - ускорение свободного падения.

Из (1) и (2), пренебрегая силами трения:

$$\frac{dV_{\text{тр}}}{dt} = \frac{P_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}} - P_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}} - M_{\text{пр}} \cdot g}{M_{\text{пр}}}; \quad (3)$$

$$\frac{dV_{\text{тр}}}{dt} = \frac{P_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}} + M_{\text{пр}} \cdot g - P_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}}}{M_{\text{пр}}}. \quad (4)$$

В (3) и (4) значения $F_{\text{ц}}$, $F_{\text{ш}}$, $M_{\text{пр}}$, $M_{\text{пр}} \cdot g$ - постоянные. Так как при ходе ИО вниз и вверх в момент торможения давления $P_{\text{ц}}$ и $P_{\text{ш}}$ равны давлению настройки клапана высокого давления разделительной панели, то в уравнении (3) величину $P_{\text{ц}}$, а в уравнении (4) величину $P_{\text{ш}}$ можно принять также постоянными (без учета инерционных перепадов давления в гидромагистралях). Естественно, что тогда модуль ускорения при торможении будет зависеть от перепада давления на дросселе, который в свою очередь зависит от площади отверстия и определяется [2]:

$$\Delta P = \left(\frac{Q}{c \cdot F_{\text{др}}} \right)^2, \quad (5)$$

где Q - расход масла через дроссель; $F_{\text{др}}$ - площадь сечения отверстия дросселя; c - поправочный коэффициент расхода (для дросселя с отношением $\frac{l}{d} \approx 5$ $c = 0,85 \dots 0,87$) [3].

Из (5) следует:

$$F_{\text{др}} = \frac{Q}{c \sqrt{\Delta P}}. \quad (6)$$

Расход масла из соответствующих подпорных полостей гидроцилиндра при торможении составит

$$\text{для хода вниз: } Q = F_{\text{ш}} \cdot V; \quad (7)$$

$$\text{для хода вверх: } Q = F_{\text{ц}} \cdot V. \quad (8)$$

Период торможения, если пренебречь силами трения и считать, что установка напорного золотника на сливе из штоковой полости позволяет компенсировать вес перемещаемой детали, характеризуется действием только сил инерции. В этом случае

для хода вниз:

$$M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt} = P_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}}; \quad (9)$$

для хода вверх:

$$M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt} = P_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}}. \quad (10)$$

Отсюда следует, что давление $P_{\text{ш}}$ и $P_{\text{ц}}$ (т. е. перепад) выражаются соответственно:

$$\Delta P_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt}}{F_{\text{ш}}}; \quad (11)$$

$$\Delta P_{\text{ц}} = \frac{M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV_{\text{тр}}}{dt}}{F_{\text{ц}}}. \quad (12)$$

Определив по (11), (12), (7) и (8) численные значения ΔP и Q , находим из (6) величину $F_{\text{др}}$, причем учитывая, что в начальный период торможения ИО масло проходит как через дроссель постоянного сечения, так и через два первых диаметрально расположенных отверстия в поршне, то:

$$F_{\text{др}} = F_{\text{др.пост.}} + 2F_{\text{др.отв.№1}}. \quad (13)$$

Чтобы дроссель постоянного сечения в конце торможения обеспечивал посадку ИО на жесткий упор со скоростью, не превышающей величину $V_{\text{ост}} = 0,05$ м/с, составляющей 0,1 от скорости установившегося движения $V = 0,5$ м/с, значение $F_{\text{др.пост}}$ также должно составлять 0,1 от величины $F_{\text{др}}$, т. е. $F_{\text{др.пост}} = 0,1 F_{\text{др}}$. Соответственно из (13) определяется $F_{\text{др.отв.№1}}$. Последующие отверстия в поршне выбираются на основании графика (рис. 2), построенного по зависимости между безразмерными величинами скорости U и пути торможения ξ , т. е. $U = \sqrt{1 - \xi}$ [1] (кривая $d = f(\xi)$ получена при пе-

реходе от площадей к диаметрам сечения дросселирующих отверстий).

На основании приведенного расчета был выполнен тормозной узел гидроцилиндра транспортера, дросселирующие отверстия которого располагались равномерно на конструктивном пути торможения $l = 40$ мм

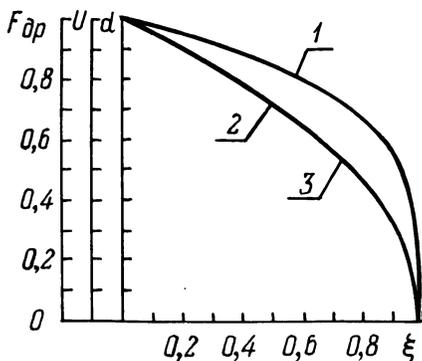
в штоковой полости:

$$\begin{aligned} d_{\text{др.пост}} &= 1,8 \text{ мм}; & d_1 &= 3,2 \text{ мм}; & d_2 &= 2,5 \text{ мм}; \\ d_3 &= 2;65 \text{ мм}; & d_4 &= 2,3 \text{ мм}; & d_5 &= 1,85 \text{ мм}; \end{aligned}$$

в цилиндровой полости:

$$\begin{aligned} d_{\text{др.пост}} &= 1,2 \text{ мм}; & d_1 &= 2,65 \text{ мм}; & d_2 &= 2,5 \text{ мм}; \\ d_3 &= 2,3 \text{ мм}; & d_4 &= 2,0 \text{ мм}; & d_5 &= 1,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Рис. 2. Изменение скорости исполнительного органа 2, площади сечения 3 и диаметра отверстий 1 дросселя в зависимости от пути торможения ξ (в относительных величинах).



Экспериментальная проверка выявила, что, как при ходе вверх, так и при ходе вниз, имело место "доползание" ИО до жесткого упора. Это объясняется тем, что после перекрытия последнего дросселирующего отверстия ИО перемещается только на дросселе постоянного сечения, так как $F_{\text{др.пост}} \ll F_{\text{др.пост}} + 2F_{\text{др.отв.№5}}$. "Доползание" было ликвидировано продлением контактирования последнего дросселирующего отверстия со сливной магистралью. Для этого данное отверстие выполнялось с цековкой $d = 5$ мм и глубиной $l = 2,5$ мм. Окончательная проверка конструкции показала, что величины, характеризующие процесс торможения, близки к оптимальным (табл. 1).

Таблица 1

Ход вверх			Ход вниз		
$ a $, м/с ²	$V_{ост}$, м/с	$t_{тор}$, с	a , м/с ²	$V_{ост}$, м/с	$t_{тор}$, с
3,8	0,052	0,21	4,2	0,05	0,17

Л и т е р а т у р а

1. Цуханова Е.А. Расчет тормозных устройств гидропривода автоматических станков и линий по заданному закону торможения. - М., 1963. 2. Брон Л.С., Тартаковский Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. - М., 1974. 3. Хедер Г. Конструирование и расчеты. - Мл.-Л., 1931, т. 1.

УДК 621.91

В.А.Пацкевич, канд. техн. наук (ММИ),
А.Е.Пацкевич, инженер (ММИ)

К ВОПРОСУ О ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
СТАНОК—ДЕТАЛЬ—ИНСТРУМЕНТ

В настоящее время наиболее простым и самым распространенным методом определения жесткости технологической системы СДИ является статический метод. Статическое нагружение элементов системы СДИ с большей или меньшей точностью дает представление о поведении элементов системы неработающего станка под нагрузкой, но не дает возможности правильно оценить жесткость технологической системы СДИ в условиях ее работы (резания), так как при статическом нагружении не учитываются все факторы, действующие в процессе резания.

Установлено [1], что деформации системы СДИ в динамическом состоянии в 1,2—2 раза больше, чем деформации системы в статическом состоянии. Динамическая жесткость системы зависит от параметров системы, параметров процесса резания и частоты возмущающей силы. Она характеризует способность системы СДИ противостоять деформирующему действию сил при конкретных условиях обработки деталей.

Различными авторами в разное время предложено несколько