

УДК 621.9.067

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФЕКТНЫХ СОСТОЯНИЙ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ С МЕХАНИЗМАМИ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

**Александр Константинович Алешин, Наталья Львовна Ковалева,  
Георгий Игоревич Фирсов**

*Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт  
машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия*

[aleshin\\_ak@mail.ru](mailto:aleshin_ak@mail.ru), [firsovgi@mail.ru](mailto:firsovgi@mail.ru)

***Аннотация.** Приведены результаты экспериментальных исследований и математического моделирования процессов появления дефектных состояний механизмов поворотных столов. Выявлены основные критерии работоспособного состояния механизмов, включающих время цикла и значение погрешности углового деления. Предложен комплекс диагностических признаков для распознавания дефектов механической и гидравлической систем поворотного стола.*

***Ключевые слова:** механизм циклического действия, поворотный стол, дефект, область работоспособного состояния, техническая диагностика.*

## EXPERIMENTAL RESEARCH AND MODELING OF DEFECTIVE STATES OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH MECHANISMS OF CYCLIC ACTION

**A.C. Aleshin, N.L. Kovaleva, G.I. Firsov**

*Mechanical Engineering Research Institute the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia*

[aleshin\\_ak@mail.ru](mailto:aleshin_ak@mail.ru), [firsovgi@mail.ru](mailto:firsovgi@mail.ru)

***Abstract.** The results of experimental studies and mathematical modeling of the processes of the appearance of defective states of turntable mechanisms are presented. The main criteria for the operational state of the mechanisms, including the cycle time and the value of the error of angular division, are identified. The complex of diagnostic signs for recognition of defects of mechanical and hydraulic systems of rotary table is offered.*

***Key words:** cyclic mechanism, rotary table, defect, operational state area, technical diagnostics.*

Одним из элементов мехатронных систем с механизмами циклического действия, входящими в состав машин различного технологического назначения [1,2], входят поворотные столы, быстродействие и надежность работы которых во многом определяют точность и производительность работы всей машины. Длительность цикла их работы может достигать 50% времени холостых ходов машины. Кроме того, в зависимости от технического

состояния, качества регулирования время цикла работы стола может превышать допустимое в 3-4 раза. Особенность поворотных столов состоит в том, что устранение их поломок сопряжено с проведением дополнительных монтажно-демонтажных работ: снятием приспособления с планшайбы, инструментальной оснастки, демонтажем зажимных устройств, ограждений. Все это приводит к увеличению трудоемкости ремонта. К дефектам поворотных столов могут быть отнесены, в частности, недопустимо большая погрешность углового деления, недостаточная установившаяся скорость вращения планшайбы, недопустимые динамические нагрузки на детали механизмов поворота и фиксации, неравномерная скорость поворота планшайбы при реверсе, повышенные силы сопротивления в механизме поворота планшайбы и гидросистеме, недопустимо большая длительность цикла из-за плохой отладки стола. Перечисленные дефекты влекут за собой снижение точности обработки деталей на станках, снижение быстродействия, повышенный расход энергии, снижение точности фиксации, поломку деталей.

Дефекты поворотных столов, определяющие надежность его работы, можно подразделить на дефекты, устранимые регулировкой, без разборки и замены деталей, так и дефекты, устранение которых связано с разборкой отдельных узлов и заменой деталей, что приводит к увеличению трудоемкости ремонта. Поэтому одним из путей решения задачи повышения быстродействия и надежности поворотных столов, наряду с совершенствованием конструкций, является диагностирование на всех этапах жизненного цикла (производство, эксплуатация, ремонт). Одним из важных элементов создания системы диагностики [3, 4] является выбор диагностических признаков, обладающих достаточной информативностью с точки зрения выявления того или иного дефекта поворотного стола.

В настоящее время широкое применение для диагностирования механических систем получили методы диагностики по кинематическим, силовым и энергетическим параметрам - ускорению, скорости, перемещению исполнительных звеньев, давлению в гидросистеме, силе тока и мощности в сети питания. Широкое применение указанных методов связано с тем, что они обладают следующими преимуществами:

могут быть проконтролированы паспортные характеристики узлов;

кинематические, силовые и точностные параметры непосредственно связаны с дефектами;

диагностическая информация может быть использована также для конструкторских и технологических расчетов и совершенствования конструкций узлов.

Возможность выявления дефектов указанными методами основана на том, что наличие дефекта приводит к отклонению реальной осциллограммы диагностического параметра (скорости, ускорения, давления) от эталонной, установленной заранее. По виду их рассогласования, а также по характерным амплитудным значениям, временным интервалам делается заключение о наличии конкретного дефекта.

В качестве объектов диагностирования выбраны два типа поворотных столов, параметры которых приведены в табл. 1. Первый - с зубчатым редуктором и механизмом двойной фиксации, широко применяемый в условиях массового и крупносерийного производства. Второй - с реечной передачей и механизмом фиксации из плоских зубчатых колес, используемый в условиях серийного и мелкосерийного производства. Это связано с широкими возможностями переналадки его на различное число позиций деления  $z$ . Переналаживаемость оценивается диапазоном изменения  $z$ . У столов второго типа она больше в 8 раз.

Таблица 1

Параметр, размерность	Значение параметра для поворотного стола	
	с зубчатым редуктором и механизмом двойной фиксации	с реечной передачей и механизмом фиксации из плоских зубчатых колес
Переналаживаемость $z_{max}/z_{min}$	6	48
Быстродействие $T_{ц}$ (при $z = 6$ и максимальной нагрузке), с	$\leq 3,8$	$\leq 1,4$
Погрешность углового деления $\delta_{\psi}$	4 – 13''	$\leq 6''$
Жесткость, Н/м	$10^7 - 3 \times 10^7$ (средняя)	$\gg 10^8$ (высокая)

Одной из основных задач при разработке методики диагностирования является определение области работоспособного состояния. Требования технических условий, приводимые в паспорте на поворотные столы, как правило, не содержат необходимых критериев, позволяющих контролировать текущее техническое состояние и проводить качественное регулирование; это затрудняет также изучение и анализ возможных дефектов.

Отсутствие указанных критериев в паспортных данных связано со значительной трудоемкостью и отсутствием необходимой методики их определения. Кроме того, разработка норм на критерии работоспособного состояния осложняется ограниченностью исходной экспериментальной информации о свойствах поворотных столов.

Область работоспособных состояний целесообразно определять с помощью комплекса количественных критериев и затем на их основе разрабатывать для каждого дефекта ряд количественных диагностических признаков [3, 4]. Это значительно упрощает диагностирование и повышает достоверность локализации дефектов. При этом основные критерии работоспособного состояния определяются исходя из служебного назначения поворотных столов (перемещать обрабатываемые детали из одной рабочей позиции в другую и точно фиксировать их в позициях обработки). Отсюда следует, что должны быть установлены допустимые значения времени цикла  $T_{ц}$  в зависимости от числа позиций деления  $z$  и момента инерции  $J$  подвижных масс, а также значение погрешности  $\delta_{\psi}$  углового деления.

Отсутствие в паспорте на поворотные столы дифференцированных норм на допустимое значение  $T_{ц}$  приводило к тому, что оно либо чрезмерно увеличено (до четырех раз по отношению к номинальному), либо уменьшено. Увеличение  $T_{ц}$  приводит к неоправданному возрастанию цикловых потерь станка, а необоснованное его уменьшение - к возрастанию динамических нагрузок на детали механизмов поворота и фиксации планшайбы. В результате увеличивается погрешность  $\delta_{\psi}$  углового деления и разрушаются детали привода. Например, фактические нагрузки на фиксатор в ряде случаев достигают 2 т. Отсюда следует необходимость ограничения наряду с критериями  $T_{ц}$  и  $\delta_{\psi}$  наибольших динамических нагрузок. Поскольку в производственных условиях легче контролировать ускорение планшайбы  $\varepsilon(t)$ , чем динамические нагрузки (динамический крутящий момент  $M_d$ ), целесообразно ограничивать допустимые ускорения планшайбы.

Таким образом, требования технических условий на поворотные столы дополняются дифференцированными нормами на длительность цикла и допустимыми ускорениями планшайбы. Если нет дифференцированных ограничений на значение погрешности  $\delta_{\psi}$ , то их также необходимо установить.

Методика определения критериев основана на сочетании методов математического моделирования и квалитметрической обработки экспериментальных данных, а также на последовательном уточнении значений критериев по мере накопления опытных данных. Особенность ее состоит в том, что она позволяет расширить имеющийся в распоряжении конструктора ограниченный объем данных по быстродействию. Это достигается путем использования установленной ранее общей для поворотных столов зависимости средней скорости планшайбы от момента инерции  $J$  подвижных масс [2]:

$$\omega_{cp0} = K_0 / \sqrt[3]{J}, \quad (1)$$

где  $K_0$  - коэффициент быстроходности.

Определив по экспериментальным данным доверительный интервал на указанную зависимость, можно установить для конкретной конструкции стола время поворота  $t_{п}$  для произвольных чисел позиции деления  $z$  и момента инерции подвижных масс.

Методика определения критериев включает следующие основные этапы:

- 1) разработку математической модели гидромеханической системы поворотного стола;
- 2) определение допустимых ускорений планшайбы из расчетов на прочность деталей механизмов привода поворота и фиксации (они используются не только при уточнении паспортных данных, но и при моделировании);
- 3) расчет на математической модели времени поворота  $t_{п}$  планшайбы и значений поправочного коэффициента  $K_{\psi}$  в зависимости от числа позиций деления  $z$ ;
- 4) определение по экспериментальным данным времени  $t_{п}$  в зависимости от  $z$ ;
- 5) сравнение расчетных и экспериментальных значений времени и уточнение в случае необходимости математической модели;
- 6) уточнение значений критериев по мере поступления экспериментальных данных в процессе диагностирования серийно выпускаемых поворотных столов.

**Таблица 2**

Тип стола	$J$ , кгм <sup>2</sup>	$z$	$t_{п}$ , с	$\omega_{cp0}$ , рад/с	$K_0$ , кг <sup>1/3</sup> м <sup>2/3</sup> /с <sup>-1</sup>	$K_0/K_{\psi}$ , кг <sup>1/3</sup> м <sup>2/3</sup> /с <sup>-1</sup>
С механизмом фиксации из плоских зубчатых колес	1,2	4	0,82	1,8	1,91	1,67
	2,0	6	0,90	1,2	1,50	1,5
	1,8	48	0,26	0,5	0,62	1,5
	1,5	8	0,8	0,98	1,24	1,4
С зубчатым редуктором и механизмом двойной фиксации	200	3	4,2	0,50	2,89	2,63
	190	3	4,0	0,52	2,97	2,70
	1170	7	4,2	0,21	2,40	2,42
	260	6	3,4	0,31	1,97	1,97
	200	5	2,9	0,43	2,53	2,49
	250	4	4,4	0,36	2,32	2,09
	850	4	5,6	0,28	2,61	2,46
	600	4	5,8	0,27	2,24	2,11
	250	4	6,2	0,25	1,61	1,45
	280	6	3,0	0,35	2,29	2,29
	450	6	2,8	0,37	2,84	2,84
	200	3	5,0	0,42	2,45	2,11
	360	4	4,6	0,34	2,42	2,21
	270	5	4,2	0,30	1,94	1,94

Результаты экспериментальных исследований поворотных столов приведена в табл.2. На начальном этапе определения критериев имеется разброс экспериментальных данных по длительности цикла работы столов, так как данные получены при различных значениях  $z$  и  $J$  (табл. 2), При этом средняя скорость  $\omega_{cp0}$ , а следовательно, и время поворота  $t_{п}$  зависят как от  $J$ , так и от угла поворота планшайбы  $\psi$  (или числа позиций деления  $z$ ). Это неизбежно вносит искажения в зависимость средней скорости  $\omega_{cp0}$  от момента инерции  $J$ . Для устранения влияния  $z$  при определении доверительного интервала на зависимость (1) вводится поправочный коэффициент  $K_{\psi}$ , равный отношению средней скорости поворота  $\omega_{cp0\psi}$  на угол  $\psi$  к средней скорости поворота  $\omega_{cp0\pi/3}$  на угол  $\pi/3$  радиан  $K_{\psi} = \omega_{cp0\psi} / \omega_{cp0\pi/3}$ . Угол поворота  $\pi/3$  ( $z = 6$ ) является наиболее часто применяемым в практике проектирования поворотных столов.

В технических условиях на поворотные столы с механизмом фиксации из плоских зубчатых колес отсутствуют дифференцированные нормы на длительность цикла  $T_{ц}$  в зависимости от угла поворота планшайбы и не приводятся ограничения на допустимые ускорения планшайбы  $\varepsilon$  [5]. В результате при эксплуатации возникали аварии, связанные с разрушением винтов крепления планшайбы к центральной оси. Динамические нагрузки в 5 раз превышали допустимые. Из пяти обследованных в условиях эксплуатации поворотных столов у двух наблюдались указанные аварийные поломки.

Таким образом, анализ особенностей функционирования и исследования причин возникновения дефектов функционирующего, но неработоспособного механизма поворота планшайбы заключаются в том, что в этом случае проявляется влияние динамических явлений в механизме и возрастает их значение для диагностирования состояния поворотного стола. Поэтому диагностическая процедура включает в себя исследование динамики рабочих процессов и динамических параметров объекта. Для выявления влияния динамических параметров на динамику и погрешность позиционирования целесообразно наряду с натурным экспериментом [6, 7] использовать методы математического моделирования [8], позволяющие проводить исследования модели в условиях изменения конструктивных и рабочих параметров узла в широких пределах, так как натурные эксперименты не всегда позволяют проводить подобные исследования.

Для расчета критериев работоспособного состояния разработана математическая модель механизма поворота планшайбы с учетом зазора в кинематической цепи, а также сжимаемости рабочей жидкости. Система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 \left( \frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) (W_1 + Fx_1) &= \frac{p_n - p_l}{Aq} - F\dot{x}_1, \\ \dot{p}_2 \left( \frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) (W_2 - Fx_1) &= F\dot{x}_1 - \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \left[ \frac{\sqrt{U(x_1)B_{\tau}}}{\sqrt{U(x_1)} + \sqrt{B_{\tau}}} \right]} (p_1 - p_2)}{2 \left[ \frac{\sqrt{U(x_1)B_{\tau}}}{\sqrt{U(x_1)} + \sqrt{B_{\tau}}} \right]^2}, \\ U(x_1) &= \begin{cases} B_c, & \text{если } x_1 < S_{ш}, \\ B_c + B_{ш}(x_1), & \text{если } S_{ш} < x_1 < S_1, \\ \infty, & \text{если } x_1 > S_1, \end{cases} \quad (2) \\ \ddot{x}_1 &= \frac{F}{m_1} (p_1 - p_2) - \frac{F_c}{m_1} - \frac{F_1}{m_1}, \\ \ddot{x}_2 &= \frac{F_c}{m_2} - \frac{F_1}{m_2}, \end{aligned}$$

где  $m_1, m_2$  - массы поршня и планшайбы;  $p_1, p_2$  - давления в полостях нагнетания и слива;  $A, B_c, B_T$  - коэффициенты гидравлического сопротивления дросселей ( $B_c$  - дросселя скорости,  $B_T$  - торможения);  $W_1, W_2$  - объемы полостей гидроцилиндра;  $p_n$  - давление настройки переливного клапана;  $A_q$  - характеристика переливного клапана;  $B_{щ}(x_1)$  - коэффициент гидравлического сопротивление щели;  $E$  - объемный модуль упругости;  $\alpha$  - отношение объемов нерастворенного воздуха к объему рабочей жидкости;  $F$  - площадь поршня;  $p_1$  - подпор давления в сливной магистрали;  $x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$  - координата, скорость и ускорение массы  $m_1$ ;  $x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2$  - координата, скорость и ускорение массы  $m_2$ ;  $p_0$  - атмосферное давление;  $F_1$  - сила трения в уплотнениях поршня гидроцилиндра;  $S_{щ}$  - расстояние до перекрывающей щели;  $F_2$  -- сила трения в опорах планшайбы;  $F_c$  - нелинейная функция типа «зазор»;  $S$  - координата перекрытия щели.

Связь координат  $\dot{x}_2$  и  $\ddot{x}_2$  массы  $m_2$  с угловыми скоростью  $\omega(t)$  и ускорением  $\varepsilon(t)$  планшайбы имеет вид  $\omega(t) = \dot{x}_2 / R_n, \varepsilon(t) = \ddot{x}_2 / R_n$ , где  $R_n$  - радиус начальной окружности колеса реечного зацепления. Из циклограммы работы стола следует, что длительность цикла  $T_{ц}$  складывается из времени поворота  $t_{п}$  планшайбы на угол  $\psi$ , времени подъема  $t_1$  планшайбы (расфиксация) и времени опускания  $t_2$  (фиксация). Значения  $t_1$  и  $t_2$  не зависят от числа позиций  $z$ , значений подвижных масс и составляют в сумме примерно 0,6 с. Тогда  $T_{ц} = t_{п} + 0,6$  с. Для определения  $T_{ц}$  с помощью математической модели рассчитывалось значение  $t_{п}$  в зависимости от  $z$ . Для этого из решения системы дифференциальных уравнений (2) определялась функция  $\dot{x}_2$ , а следовательно, и скорость  $\omega(t)$  планшайбы, по которой устанавливалось время  $t_{п}$ . При этом учитывалось допустимое значение ускорения планшайбы, которое является ограничением на скорость  $\omega(t)$ .

Допустимое ускорение  $[\varepsilon]$  устанавливалось из расчетов на прочность наиболее «слабых» элементов кинематической цепи - винтов крепления планшайбы к центральной оси. Наибольший момент, передаваемый четырьмя винтами М8×35, определялся исходя из его равенства моменту трения  $M_{тр}$  между планшайбой и центральной опорой, Значение  $M_{тр}$  определяется наибольшим допустимым усилием затяжки указанных винтов. Из условия  $M_d = J\varepsilon \leq M_{тр} = 112$  Нм определялось допустимое значение  $[\varepsilon]$ . Наибольший момент инерции планшайбы с грузами составляет 1,6 кгм<sup>2</sup>. Отсюда  $[\varepsilon] = 112/1,6 = 70$  рад/с<sup>2</sup>.

Таким образом, установлен критерий работоспособного состояния, который является также ограничением при расчете времени  $t_{п}$  на математической модели, так как  $d(\omega(t))_{max} / dt \leq 70$  рад/с<sup>2</sup>.

В табл. 3 приведены рассчитанные на модели значения  $t_{п}$  и коэффициента  $K_{\psi}$  в зависимости от  $z$ . В соответствии с методикой определения критериев работоспособного состояния рассчитанные на модели значения  $t_{п}$  и  $T_{ц}$  должны быть проверены по экспериментальным данным.

Таблица 3

Данные	Параметр, размерность	Значение параметра. не более. при $z$ . равном										
		2	3	4	5	8	12	16	24	32	48	96
Полученные математическим моделированием	$t_{п}, c$	1,8	1,3	1,0	0,8	0,7	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2
	$T_{ц}, c$	2,4	1,9	1,6	1,4	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,9	0,8
	$K_{\psi}$	1,32	1,2	1,14	1,0	0,85	0,8	0,75	0,66	0,4	0,4	0,27
Экспериментальные («сглаженные»)	$t_{п}, c$	2,0	1,5	1,2	0,9	0,8	0,6	0,4	0,3	0,4	0,3	0,2
	$T_{ц}, c$	2,6	2,1	1,8	1,5	1,4	1,2	1,0	0,9	1,0	0,9	0,8

Время  $t_{\pi}$  связано с  $\omega_{\text{ср}0}$  соотношением

$$t_{\pi} = \psi / \omega_{\text{ср}0} = 2\pi / (z \omega_{\text{ср}0}). \quad (3)$$

Подставляя зависимость (1) в (3), получим  $t_{\pi} = 2\pi \sqrt[3]{J} / (zK_0)$ . Для величины  $K_0$  по экспериментальным данным (см. табл. 2) определялся доверительный интервал. С тем чтобы исключить влияние на  $\omega_{\text{ср}0}$ , а следовательно, и на  $K_0$  угла  $\psi$ , по данным табл. 2 рассчитывались значения  $K_0/K_{\psi}$  и доверительный интервал для средних значений  $\bar{K}_0/K_{\psi}$ .  $\bar{K}_0/K_{\psi} - t\sigma/\sqrt{n} \leq K_0/K_{\psi} \leq \bar{K}_0/K_{\psi} + t\sigma/\sqrt{n}$ , где  $n$  - объем статистических данных,  $t$  - табличное значение коэффициента;  $\sigma$  - среднее квадратическое отклонение значений  $\bar{K}_0/K_{\psi}$ . Границы доверительного интервала равны  $1,37 \leq \bar{K}_0/K_{\psi} \leq 1,69$ . Анализ зависимости  $\omega_{\text{ср}0}/K_0$

$= f(J)$  показал, что  $\omega_{\text{ср}0}^{\min} / K_{\psi} = \left( \bar{K}_0^{\min} / K_{\psi} \right) / \sqrt[3]{J}$ , где  $\bar{K}_0^{\min} / K_{\psi}$  - границы доверительного интервала. Величина  $\omega_{\text{ср}0}^{\min} / K_{\psi}$  определяет наибольшее допустимое время поворота  $t_{\pi}^{\max}$  планшайбы на угол  $\pi/3$  радиан. Для произвольного  $z$  значение  $\omega_{\text{ср}0}^{\min} / K_{\psi}$  определяется с помощью поправочного коэффициента  $K_{\psi}$ , а время  $t_{\pi}$  - по формуле

$$t_{\pi}^{\max} = \frac{2\pi \sqrt[3]{J}}{z(K_0/K_{\psi})_{\min} K_{\psi}}. \quad (4)$$

В табл. 3 приведены рассчитанные по формуле (4) «сглаженные» значения  $t_{\pi}$ . Их сравнение с соответствующими значениями, полученными на математической модели, показывает, что наибольшее рассогласование  $t_{\pi}$  составляет 14%. Поскольку наибольшая погрешность определения времени  $t_{\pi}$  по осциллограмме достигает 10%, можно заключить, что установленная на модели закономерность изменения  $t_{\pi}$  в зависимости от  $z$  подтверждается экспериментальными данными.

В табл. 4 приведены критерии, определяющие область работоспособных состояний поворотных столов с механизмом фиксации из плоских зубчатых колес. Значение погрешности углового деления и диапазон допустимых давлений насоса  $p_{\text{н}0}$  в гидросистеме уже были указаны в требованиях технических условий. Аналогичным образом по указанной методике определены критерии, указывающие область работоспособных состояний для поворотных столов с механизмом двойной фиксации.

Установленные предварительные значения критериев (время поворота, допустимое ускорение, погрешность углового деления и др.) уточняются по мере поступления информации о свойствах поворотных столов в процессе контрольных и типовых динамических испытаний и диагностирования серийно выпускаемых столов, позволяющих учесть влияние совершенствования технологического процесса изготовления, а также вносимых конструктивных изменений.

Таблица 4

Критерии		Допустимые значения
Тип	Наименование, единица измерения	
Основные критерии	Длительность цикла $T_{ц}$ , с, при $z$ , равном	
	2	2,4
	3	1,9
	4	1,6
	6	1,4
	7	1,3
	12	1,1
	16	1,0
	24	0,9
	32	0,9
	48	0,9
	96	0,8
		Допустимое ускорение планшайбы $[\varepsilon]$ , рад/с <sup>2</sup>
	Погрешность $\delta_{\psi}$ углового деления	6''
Дополнительный критерий	Давление $p_H$ в гидросистеме, МПа	2 – 2,5

После определения области работоспособного состояния узлов с помощью комплекса критериев появляется возможность обоснованно определять и анализировать их дефекты, в частности поворотных столов. Наличие дефекта приводит к невыполнению хотя бы одного из критериев работоспособного состояния.

Выявление и анализ дефектов поворотных столов проводились экспериментально на заводе-изготовителе и на предприятиях, эксплуатирующих поворотные столы. Это позволило изучить влияние реальных производственных условий на формирование дефектов. Некоторые из них обладают свойством маскирования. Например, в процессе эксплуатации поворотных столов происходит разрегулирование винтов, крепящих компенсатор. В результате он выпадает. Это приводит к тому, что реверсирование планшайбы происходит без предварительного торможения. Возникает жесткий удар в кинематической цепи привода поворота планшайбы, который сопровождается недопустимо большими динамическими нагрузками.

При многократном их повторении в процессе работы стола происходит разрушение наклонной шайбы гидромотора как наиболее слабого звена кинематической цепи. В ряде случаев ремонтные службы ограничиваются только заменой гидромотора и не устраняют действительный источник отказа (выпадение компенсатора). В результате через 1,5--2 мес очередной гидромотор выходит из строя.

Ряд дефектов возникает на этапе изготовления поворотных столов. Например, неточное изготовление профиля золотника путевого дросселя вызывает недопустимо большие ускорения планшайбы при торможении и чрезмерно большую длительность процесса торможения. Этот дефект приводит к снижению быстродействия стола и аварийным поломкам, а само наличие дефекта - к изменению осциллограмм скорости, ускорения.

Чувствительны к дефектам также такие параметры, как давления в гидросистеме. Это позволяет использовать указанные параметры в качестве диагностических, определяя по ним характерные амплитудные значения, временные интервалы и связывая их с конкретным дефектом.



Информативным диагностическим признаком для распознавания дефектов механической и гидравлической систем оказалось время разгона планшайбы. Установлено, что недопустимо большие силы трения в редукторе привода вращения планшайбы приводят к уменьшению установившейся скорости вращения и увеличению времени разгона  $t_p$ . Повышенное гидравлическое сопротивление в сливной магистрали вызывает уменьшение времени разгона и установившейся скорости. Экспериментально установлено нормативное значение  $[t_p]$ , и на основе сопоставления с ним текущих значений  $t_p$  определяется конкретный дефект.

При распознавании дефектов может возникнуть ситуация, когда два диагностических признака одновременно реагируют на один и тот же дефект или два различных дефекта приводят к одинаковому изменению диагностического признака. В такой ситуации необходимо определить наиболее чувствительный диагностический признак для каждого дефекта. Например, наличие таких дефектов, как недостаточная герметичность дросселя скорости и недопустимо большое количество воздуха в рабочей жидкости, приводят к одновременному увеличению ускорения  $\epsilon_\phi$  планшайбы при фиксации и скорости планшайбы при реверсе.

С помощью математической модели установлена зависимость диагностических признаков  $\epsilon_\phi$  и  $\omega_p$  от структурных параметров  $K$  и  $\alpha$ . Первый характеризует гидравлическое сопротивление дросселя скорости, а второй - относительный объем воздуха в рабочей жидкости. Установлено, что ускорение планшайбы  $\epsilon_\phi$  при фиксации в 1,5-3 раза более чувствительно к изменению параметров  $K$  и  $\alpha$ . Отсюда следует, что целесообразно для распознавания указанных дефектов использовать диагностический признак  $\epsilon_\phi$ .

В результате для поворотных столов установлен комплекс диагностических признаков, который включает:

- длительность цикла  $T_{\text{ц}}$  и время поворота планшайбы  $t_{\text{п}}$ ;
- установившуюся скорость  $\omega_y$  планшайбы;
- ускорения планшайбы при торможении  $\epsilon_t$  и фиксации  $\epsilon_\phi$ ;
- перепад давлений  $\Delta p$  на гидромоторе;
- давление настройки переливного клапана на гидростанции;
- погрешность  $\delta_\psi$  углового деления;
- время разгона  $t_p$  планшайбы,

На основе расчетов, а также обработки экспериментальных данных для работоспособных поворотных столов установлены допустимые значения указанных диагностических признаков.

### Список литературы

1. Рязанов С.И., Псигин Ю.В., Веткасов Н.И. Автоматизация производственных процессов в машиностроении (робототехника, робототехнические комплексы). - Ульяновск: УлГТУ, 2018. – 162 с.
2. Нахапетян Е.Г. Контроль и диагностирование автоматического оборудования. - М.: Наука, 1990. – 272 с.
3. Мозгалевский А.В., Гаскаров Д.Б. Техническая диагностика. - М.: Высш. школа, 1975. - 248 с.
4. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Разработка процедуры оперативного диагностирования мехатронных систем с механизмами циклического действия // Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении. – М.: ИМАШ РАН, 2019. – С. 37-39.
5. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г., Щербаков В.В. Диагностирование многопозиционного

- технологического оборудования при эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1984. - 68 с.
6. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оценка дискриминантно-прогностической способности статистических характеристик законов движения в задачах оперативной диагностики механизмов циклического действия // Вестник научно-технического развития. – 2014. - № 4(80). - С.3-11. URL: [http:// www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=771](http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=771).
  7. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Проблемы экспериментального определения вибрационного поля промышленного робота // Новые материалы и технологии в машиностроении. Вып. 21. – Брянск: БГИТА, 2015. – С.3-5.
  8. Статников И.Н., Фирсов Г.И. Исследование и моделирование гидропривода поворотного стола методом планируемого вычислительного эксперимента // Математические методы в технике и технологиях - ММТТ-33. XXXIII Международная научная конференция. (Казань, 14 -18 сентября 2020 г.). Сборник трудов. Том 12, часть 1. – Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2020. – С. 63-68.

*Дата поступления: 30 марта 2021 г.*