

1,5 м при длине разгона летательного аппарата 1 м (длина направляющих определяется суммой хода инерционных элементов по направляющим и ходом каретки с летательным аппаратом). Таким образом, использование дополнительного инерционного элемента позволяет уменьшить длину направляющих стартового устройства на 30 % без превышения нагрузки на летательный аппарат.

Математическая модель старта беспилотного летательного аппарата с катапульты, оборудованной дополнительным инерционным элементом, позволила определить параметры элементов конструкции, обеспечивающие плавное безударное ускорение летательного аппарата, что снижает требования к прочности

летательного аппарата и дает возможность увеличить полезную нагрузку аппарата.

Библиографические ссылки

1. Аленченков Г. С., Пушкарев А. Э. Функционально-структурная модель стартовых устройств летательных аппаратов малой массы // Вестник ИжГТУ. – 2011. – № 2(50). – С. 4–7.
2. Пат. на полезную модель 98396 РФ, МПК В64F 1/06. Катапульта / Г. С. Аленченков, А. Э. Пушкарев. – № 2010119280/11. – Заявлено 13.05.2010. Опубл. 20.10.2010. – Бюл. № 29.
3. Аэродинамика автомобиля / под ред. В. Г. Гухо. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

G. S. Alenchenkov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. E. Pushkarev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Parametrical Analysis and Synthesis of Starting Device Mechanisms of Low-Weight Pilotless Aircrafts

Process of starting the low-weight pilotless aircrafts from various starting devices is considered. Conditions of minimizing the shock accelerations at start are determined.

Key words: parametrical analysis and synthesis of mechanisms, starting device, pilotless aircraft.

УДК 621.7.06

И. С. Аленченков, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
А. Э. Пушкарев, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНТРОЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ РОТОРНЫХ ЛИНИЙ

Составлена математическая модель динамики работы контрольных механизмов роторных линий. Проведен их параметрический анализ и синтез.

Ключевые слова: параметрический анализ и синтез механизмов, роторная линия.

Для уменьшения затрат времени на контроль изделий и технического состояния инструмента автоматической линии между операциями обработки или сборки на транспортных роторах или передающих устройствах для выборочного контроля применяются устройства съема. Также в некоторых случаях они должны обеспечивать возможность устанавливать номер инструментального блока, на котором производилась обработка или сборка данного изделия, чтобы осуществлять мониторинг конкретного инструментального блока, выявлять причины, которые привели к тому или иному отклонению от требований к заготовке на данной операции, принять соответствующие меры (ремонт, замена, исключение блока из процесса обработки).

Автоматические механизмы съема могут приводиться в движение электромагнитами, гидро-, пневмоцилиндрами, электродвигателями. Целесообразно в некоторых случаях использовать энергию подвиж-

ных частей линии с помощью кулачковых, зубчатых, рычажных механизмов [1, 2].

При выборе привода решающую роль играет скорость срабатывания механизма и возврат его в исходное положение, так как скорость движения изделий по руслу может быть значительной, а удары выбрасывателей об изделие не допускаются. Также важна точность момента срабатывания, которая обеспечивается устройствами счета – магнитными (оптическими) датчиками, либо конструктивно за счет профиля кулачка или системы лотков. Механизм счета позволяет установить номер инструментального блока, на котором было обработано изделие, снятое для контроля, а также избежать недопустимых ударов или поломок из-за несвоевременного срабатывания съемника.

Рычажный электромеханический съемник применяется в тех случаях, когда конструктивно невозможно или нецелесообразно устанавливать кулачковый

механизм. Электромагнит по скорости срабатывания превосходит иные приводы, а выполненный совместно с механизмом счета позволяет максимально упростить механическую часть конструкции.

Рычажный электромеханический съемник (рис. 1) приводится в движение электромагнитом 11. Регулировка положения улавливателя (толкателя) осуществляется соединителем 13 и упором 12. Управление магнитом производится программой, настройка и отладка программы выполняется за счет магнито-чувствительных или оптических датчиков, установленных на подвижных частях линии (вращающемся роторе).

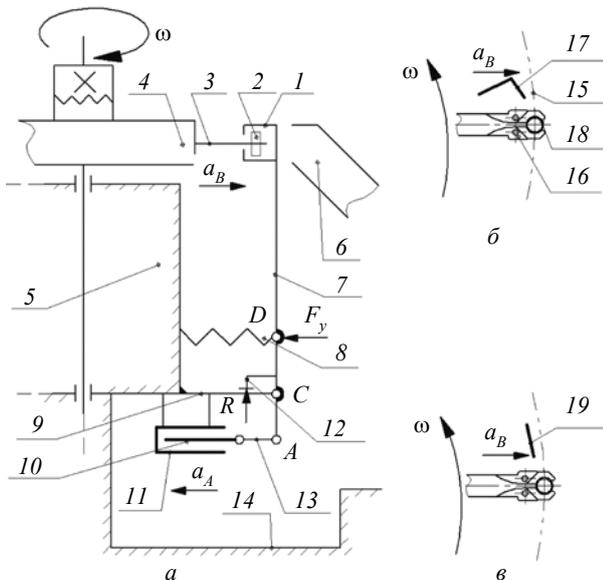


Рис. 1. Рычажный автоматический механизм съема: а – начальное положение механизма, приведенного в движение; б – схема работы улавливателя; в – схема работы толкателя; 1 – улавливатель (толкатель); 2 – изделие; 3 – клещевой захватный орган; 4 – барабан; 5 – транспортный ротор; 6 – лоток; 7 – рычаг; 8 – пружина сжатия; 9 – кронштейн; 10 – сердечник электромагнита; 11 – электромагнит; 12 – упор; 13 – соединитель; 14 – станина; 15 – русло; 16 – захватный орган; 17 – улавливатель; 18 – изделие; 19 – толкатель

Проектирование электромеханического съемника [3], выбор его основных технических и конструктивных параметров будет более эффективным, если структурный поиск подкрепить параметрическим, то есть составить математическую модель, которая позволит без дорогостоящих экспериментов выбрать и отладить съемник и его параметры, позволяющие избежать смятия, разрушения при ударе толкателя об изделие при их съеме с захватных органов.

Основной задачей является определение максимального тягового усилия на электромагните для обеспечения наибольшей скорости срабатывания исходя из условий прочности изделия.

Задача соударения твердых деформируемых тел в механике относится к классу динамических контактных задач со смещенными граничными условиями и содержит много трудностей математического характера. Исходя из этого для решения данной задачи введем некоторые упрощения:

- соударяемые тела идеально упругие; коэффициент восстановления $k = 1$;
- деформация в упругих соударяемых телах происходит мгновенно;
- изделие в момент удара консольно закреплено в захватном органе;
- постоянная скорость движения изделия по руслу не учитывается, так как она перпендикулярна линии удара.

Энергетический подход является наиболее предпочтительным в тех случаях, когда требуется определить только максимальные значения напряжений, динамических прогибов и не ставится задача определения законов движения элементов заданной системы.

Составим энергетический баланс системы в момент возникновения максимальной деформации после удара (рис. 2): $T_0 + \Pi = U + T$, где $T_0 = \frac{m_{\text{пр}} V^2}{2}$ –

кинетическая энергия толкателя в момент удара с изделием; $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса толкателя; V – скорость толкателя в момент удара; $\Pi = \int F^e dy = F_{\text{пр}} y_{\text{дин}}$ – работа внешних сил на перемещении $y_{\text{дин}}$; $F_{\text{пр}}$ – сила воздействия со стороны толкателя на заготовку; $y_{\text{дин}}$ – величина деформации

изделия; $U = \frac{y_{\text{дин}}^2}{2\delta}$ – потенциальная энергия деформации изделия; T – кинетическая энергия после удара при $y = y_{\text{max}}$. При максимальной деформации

$\dot{y} = 0$, поэтому $T = 0$; $\delta = \frac{y_{\text{ст}}}{F_{\text{пр}}}$ – деформация под

действием единичной статической силы;

$y_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{пр}} h^3}{EI_x}$ – деформация под действием статически

приложенной силы; I_x – момент инерции сечения изделия относительно главной центральной оси, перпендикулярной плоскости изгибающего момента.

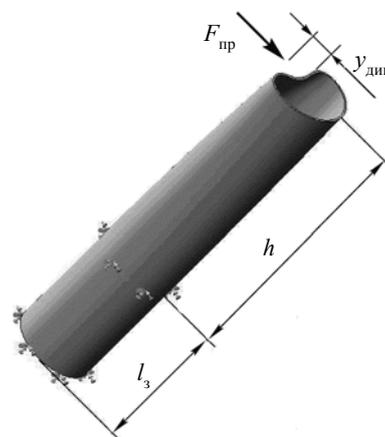


Рис. 2. Изделие в момент максимального динамического прогиба: l_3 – длина изделия в захватном органе; h – длина выступающей части изделия; $F_{\text{пр}}$ – сила воздействия со стороны толкателя на заготовку; $y_{\text{дин}}$ – деформация изделия

Таким образом,

$$\frac{m_{\text{пр}} V^2}{2} + F_{\text{пр}} y_{\text{дин}} = \frac{y_{\text{дин}}^2}{2\delta};$$

$$\frac{F_{\text{пр}} y_{\text{дин}}^2}{y_{\text{ст}}} - 2F_{\text{пр}} y_{\text{дин}} - m_{\text{пр}} V^2 = 0;$$

$$y_{\text{дин}}^2 - 2y_{\text{ст}} y_{\text{дин}} - \frac{m_{\text{пр}} y_{\text{ст}} V^2}{F_{\text{пр}}} = 0;$$

окончательно: $y_{\text{дин}} = y_{\text{ст}} + \sqrt{y_{\text{ст}}^2 + \frac{m_{\text{пр}} y_{\text{ст}} V^2}{F_{\text{пр}}}}$.

Введем обозначения: коэффициент динамичности

$$\beta = \frac{y_{\text{дин}}}{y_{\text{ст}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{m_{\text{пр}} V^2}{F_{\text{пр}} y_{\text{ст}}}};$$

напряжение от статически

приложенного изгибающего момента $\sigma_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{изд}}} = \frac{F_{\text{пр}} h}{W_{\text{изд}}}$. Изгибающий момент $M_{\text{и}} = F_{\text{пр}} h$;

$W_{\text{изд}}$ – момент сопротивления изгибу сечения изделия.

Динамическое напряжение, возникающее при ударе:

$$\sigma_{\text{дин}} = \sigma_{\text{ст}} \beta = \frac{F_{\text{пр}} h}{W_{\text{изд}}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{m_{\text{пр}} V^2}{F_{\text{пр}} y_{\text{ст}}}} \right) = \frac{F_{\text{пр}} h}{W_{\text{изд}}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{EI_x m_{\text{пр}} V^2}{F_{\text{пр}}^2 h^3}} \right). \quad (1)$$

Отсюда получаем, что напряжение при ударе зависит от нескольких величин:

$$\sigma_{\text{дин}} = f(m_{\text{пр}}, F_{\text{пр}}, h, V, W_{\text{изд}}).$$

Определим скорость согласно теории удара тел произвольной формы. Линия удара перпендикулярна потоку изделий по руслу, проходит через точку B . Импульс удара

$$S = (1+k) \frac{m m_{\text{пр}}}{m + m_{\text{пр}}} (V_B - V_{B0}); \quad k = 1; \quad V_{B0} = 0,$$

где V_B – скорость толкателя в начале удара; V_{B0} – скорость толкателя в начальном положении механизма:

$$V = 2V_B \frac{m_{\text{пр}}}{m + m_{\text{пр}}}, \quad m_{\text{пр}} \gg m.$$

Получаем, что

$$V \approx 2V_B. \quad (2)$$

Скорость толкателя в начале удара об изделие целесообразнее всего определить, используя теорему об изменении кинетической энергии: $T - T_0 = \sum A^e$, $T_0 = 0$, так как в начальный момент времени толкатель покоился.

Скорости V_i и перемещения S_i точек механизма:

$$V_B = V_A \frac{CB}{CA}; \quad V_D = V_B \frac{CD}{CB}; \quad S_D = S_B \frac{CD}{CB};$$

$$S_B = S_A \frac{CB}{CA}; \quad S_D = S_A \frac{CD}{CA}.$$

Кинетическая энергия механизма в начале удара

$$T = \frac{J_C \omega^2}{2} = \frac{J_C V_B^2}{2CB^2}.$$

Работа внешних сил

$$\sum \delta A^e = F_A S_A - \frac{c(S_D - S_{D0})^2}{2},$$

где c – жесткость пружины растяжения; S_A – перемещение якоря магнита; S_A – перемещение толкателя; S_D – деформация пружины растяжения.

Получаем:

$$\frac{J_C V_B^2}{2CB^2} = F_A S_A - \frac{c(S_D - S_{D0})^2}{2}, \quad (3)$$

где S_{D0} – начальная деформация пружины растяжения; J_C – момент инерции механизма съема относительно оси вращения C ; F_A – сила тяги якоря электромагнита.

Электромагнит выбирается исходя из эксплуатационных требований и с достаточным тяговым усилием, чтобы извлечь или выбить изделие из захватных органов. Тяговое усилие электромагнита в зависимости от смещения якоря изменяется нелинейно (рис. 3).

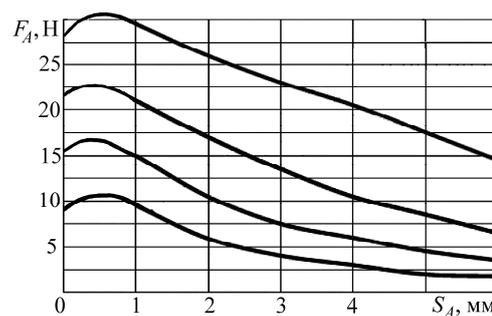


Рис. 3. Зависимость тянущего усилия электромагнита от смещения якоря

Принимаем упрощенный закон изменения силы тяги электромагнита от перемещения якоря:

$$F_A = F_0 \frac{(l - S_A)}{l}. \quad (4)$$

Такой закон можно принять при перемещениях якоря на участке $S_A = 1 \dots 6$ мм (см. рис. 3). Здесь F_0, l – технические характеристики магнита: максимальная сила тяги электромагнита (якорь электро-

магнита в крайнем положении) и максимальный ход якоря соответственно; F_D – сила упругости пружины растяжения. Пружина служит для возврата механизма в начальное положение, $F_D = (0,1...0,2)F_A$.

Учитывая формулы (3), (4), получим выражение для скорости толкателя:

$$V_B = CB \sqrt{\frac{2F_0 S_A \left(1 - \frac{S_A}{l}\right) - c \left(S_A \frac{CD}{CA} - S_{D0}\right)^2}{J_C}}. \quad (5)$$

Учитывая формулы (1), (2), (5), получим формулу для расчета изделия на прочность:

$$\sigma_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{пр}} h}{W_{\text{изд}}} \left(1 + \sqrt{\frac{EI_x m_{\text{пр}} 4(CB)^2}{J_C F_{\text{пр}}^2 h^3}} \right) \times \left[\frac{2F_0 S_A \left(1 - \frac{S_A}{l}\right) - c \left(S_A \frac{CD}{CA} - S_{D0}\right)^2}{J_C} \right] \leq \frac{[\sigma]}{n}, \quad (6)$$

где n – запас прочности; $[\sigma]$ – допустимое напряжение для рассчитываемого изделия. Характер изменения динамического напряжения в изделии от усилия электромагнита, регулируемого при наладке механизма, показан на рис. 4.

Зависимость (6) позволяет спроектировать и наладить электромеханический съемник по условию прочности изделия, а именно:

- выбрать электромагнит с необходимыми техническими характеристиками F_0, l .
- определить максимально допустимый зазор между заготовкой и толкателем;
- при наладке механизма в зависимости от зазора между заготовками и толкателем $\Delta = S_B$ и h за счет установки номинального напряжения на электромагните отрегулировать F_0 для обеспечения достаточ-

ного усилия и скорости срабатывания механизма при снятии изделия из захватных органов;

– оптимизировать конструкцию съемника за счет параметров CD, CA, CB при ограничении габаритов механизма, не позволяющих установить электромагнит оптимальной мощности.

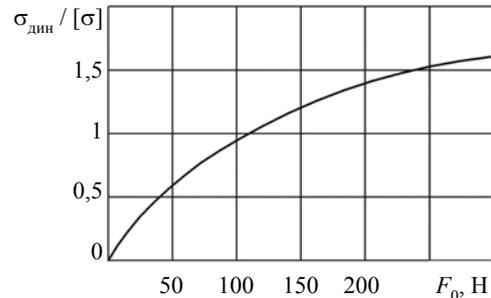


Рис. 4. Динамическое напряжение в изделии в зависимости от усилия электромагнита

Таким образом, в результате динамического анализа создана модель, позволяющая вести параметрический анализ и синтез контрольных механизмов роторных линий с электромагнитным приводом.

Библиографические ссылки

1. Аленченков И. С., Пушкарев А. Э. Функционально-структурный анализ и синтез механизмов роторной линии // Вестник ИжГТУ. – 2011. – № 2(50). – С. 7–11.
2. Аленченков И. С. Использование функциональной и структурной модели роторной линии для выбора механизма съема // Будущее машиностроения России : электр. сб. тр. Второй Всерос. конф. молодых ученых и специалистов (21–25 сентября 2009 г.) [Электронный ресурс]. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) № 0320901785.
3. Пат. на полезную модель 101435 РФ, МПК В65G 47/82. Устройство конвейерного толкателя / И. С. Аленченков, А. Э. Пушкарев. – № 2010118816/11. – Заявлено 11.05.2010. Оpubл. 20.01.2010. – Бюл. № 2.

I. S. Alenchenkov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. E. Pushkarev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Dynamic Model of Control Mechanisms of Rotor Lines

Mathematical model of operation dynamics of rotor line control mechanisms is developed. Their parametrical analysis and synthesis are carried out.

Key words: parametrical analysis and synthesis of mechanisms, rotor line.