

Программное средство может использоваться при выполнении лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов, а также на производстве при проектировании поковок и технологических процессов свободнойковки на молотах.

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СКЛАДЫВАНИЯ СЕКЦИЙ КПП-6

Бирик Н. М.

*Гомельский государственный технический университет  
им. П. О. Сухого*

Научный руководитель: к.т.н. Попов В. Б.

Косилка – плющилка ротационная КПП - 6 предназначена для скашивания сеянных и естественных трав с одновременным плошением стеблей скошенных растений с укладкой массы в два вспушенных для лучшего вентилирования вала, или один сдвоенный, образующийся при смежном проходе машины [1]. Конструктивно она состоит из двух рабочих секций с общей шириной захвата 6м. КПП - 6 агрегируется с различными энергоносителями, в том числе с универсальным энергетическим средством (УЭС - 250) “Полесье” и может на повышенных скоростях работать на поле с высокой урожайностью и полеглым травостоем.

После завершения кошения на участке для переезда на другой или во время транспортных переездов необходимо перевести рабочие секции косилки из рабочего положения в транспортное. Данная операция выполняется при помощи идентичных подъемных механизмов.

В настоящее время конструирование мобильных с/х машин выполняется при помощи средств и методов автоматизированного проектирования, позволяющего выполнить требования технического задания на машину качественно и в срок. Математическое моделирование процесса подъема секции КПП - 6 состоит в подборе параметров механизма подъема и гидроцилиндра (ГЦ) соответствующего типоразмера на основе результатов вычислительного эксперимента [2]. Выбор ГЦ большего типоразмера ведет к недоиспользованию его потенциальных возможностей. Если максимальная приведенная нагрузка превосходит потенциальные возможности гидроцилиндра, то рабочая жидкость сливается в гидросистему через предохранительный клапан без завершения процесса подъема секции. Поэтому для каждого варианта механизма подъема секции (МПС) следует определить максимальное приведенное к штоку ГЦ усилие, а также максимальную движущую силу, определяемую максимальным давлением в нагнетающей магистрали гидропривода и площадью поршня ГЦ. Следует отметить, что максимальная величина настройки предохранительного клапана гидропривода для большинства с/х энергоносителей составляет 16 Мпа.

Таким образом, для решения поставленной задачи необходима математическая модель (ММ), адекватно отображающая изменение нагрузки на штоке гидроцилиндра в процессе подъема секции. Рассмотрим геометрическую модель МПС в виде плоского рычажного механизма (см. рис.). По классификации Артоболевского [3] МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенный механизм. Считаем звенья механизма абсолютно жесткими ( в том числе группу поршень - гильза ) и невесомыми, поскольку вес МПС значительно меньше собственного веса секции. Рассмотрим консервативную гидромеханическую систему

му, состоящую из взаимосвязанных ГЦ, подъемного рычага и секции, вес которой сосредоточен в центре тяжести. Запишем уравнение работы, совершаемой поршнем ГЦ по подъему секции:

$$F_{np} \cdot \Delta S = P_3 \cdot \Delta Y_{S3}, \quad (1)$$

где  $\Delta S$  - изменение обобщенной координаты;  $\Delta Y_{S3}$  - изменение вертикальной координаты центра тяжести секции;  $P_3$  - вес секции.

Разделив обе части равенства (1) на  $\Delta t$ , в пределе получим уравнение мгновенных мощностей:

$$F_{np} \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} = P_3 \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta Y_{S3}}{\Delta t} \quad \text{или} \quad F_{np} \cdot \dot{S} = P_3 \cdot \dot{Y}_{S3}.$$

Разделив обе части последнего уравнения на  $\dot{S}$ , получим выражение для приведенной к штоку ГЦ нагрузки:

$$F_{np}(S) = P_3 \cdot \frac{\dot{Y}_{S3}}{\dot{S}} \quad \text{или} \quad F_{np}(S) = P_3 \cdot I(S), \quad (2)$$

где  $\dot{Y}_{S3}/\dot{S}$  - отношение вертикальной составляющей линейной скорости центра тяжести секции к скорости движения поршня ГЦ или передаточное число механизма  $I(S)$  [4].

Как следует из выражения (3), величина максимальной нагрузки определяется передаточным числом МПС и не зависит от скорости движения поршня. Для определения приведенной нагрузки ( $F_{np}$ ) необходимо провести геометрический и кинематический анализ МПС. Геометрический анализ выполняется с использованием метода векторных контуров (метод Зиновьева) [3]. В результате получим зависимости углов, образуемых соответствующими векторами в правой декартовой системе координат, координаты подвижных шарниров и центра тяжести секции от обобщенной координаты (см. рис.). Так, например, положение центра тяжести секции определяется по выражениям:

$$X_{S3}(S) = X_{03} + L_{S3} \cdot \cos(\varphi_3(S) + \varphi) \quad Y_{S3}(S) = Y_{03} + L_{S3} \cdot \sin(\varphi_3(S) + \varphi)$$

$$FI = a \tan\left(\frac{Y3}{X3}\right) \quad FI \cdot rg = -16.699 \quad FIS3 = DEFI \cdot gr + FI \quad FIS3 \cdot rg = 112.801.$$

Определение координат центра тяжести секции.

Кинематический анализ необходим для определения аналогов угловых скоростей и коэффициента кинематической передачи.

Определение аналога угловой скорости поворотного рычага (L3):

$$\varphi_3'(S) = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L0^2 \cdot L3^2 - [S^2 - (L3^2 + L0^2)]^2}}.$$

Определение коэффициента кинематической передачи секции:

$$I(S) = \varphi_3'(S) \cdot L_{S3} \cdot \cos(\varphi_3(S) + \varphi_{S3}).$$

С помощью силового анализа определяются нагрузки и коэффициенты запаса.

Усилие, развиваемое ГЦ, можно определить, как

$$F_{\text{гидроцил}} = p \cdot SS \cdot kg, \text{ а } SS = \pi \cdot D^2 \cdot 0.25.$$

Определение параметров гидропривода

Площадь поршня гидроцилиндра

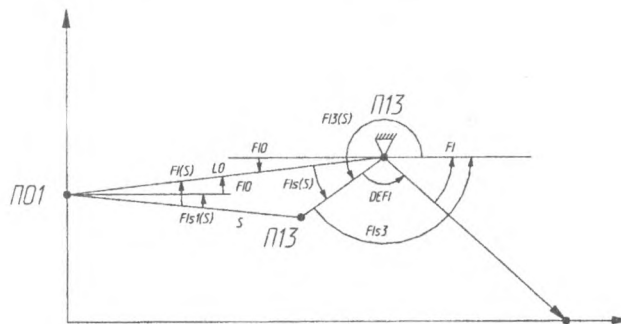
$$SS = \pi \cdot D^2 \cdot 0.25 \quad SS = 50.265$$

Максимальное усилие развиваемое гидроцилиндром

$$FG = kg \cdot p \cdot SS \quad FG = 74020$$

Определение приведенной нагрузки на штоке гидроцилиндра  $F(S)$  и возникающего давления  $p_{2ч}(S)$  и коэффициента запаса  $k(S)$ :

$$F(S) = \frac{P_3 \cdot I(S)}{(km \cdot kg)} \quad p_{2ч}(S) = \frac{F(S)}{SS} \quad k(S) = \frac{p_{2ч}^{\max}}{p_{2ч}(S)}.$$



Зависимость выходных параметров МПС от обобщённой координаты

S, м	$X_{S3}(S)$ , м	$Y_{S3}(S)$ , м	$\Phi'_3(S)$ , 1/м	I(S)	F(S), н	$P_{2ч}(S)$ , МПа	k(S)
0.55	1.657	-0.001	6.757	6.755	66924	13.314	1.164
0.6	1.701	0.318	5.852	6.108	60517	12.039	1.287
0.65	1.653	0.613	5.731	5.707	56540	11.248	1.378
0.7	1.52	0.888	6.09	5.253	52046	10.354	1.497
0.75	1.285	1.134	7.137	4.484	44424	8.838	1.754
0.8	0.89	1.318	10.48	2.441	24181	4.811	3.222

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Косилка - плющилка ротационная КРР - 6. Руководство по эксплуатации. ГСКБ ПО Гомсельмаш, 1996.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем : Учебник для вузов. - Мн.: ДизайнПРО, 1997. - 640 с.

3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1986.
4. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого, 2000.

### МЕТОДИКА ПРОДЛЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

**Вершов Ю. С., Жиромский С. А., Душина М. А., Лебедева И. Н.**  
*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель*  
Научные руководители: д.т.н. **Сенько В. И.**, к.т.н. **Пастухов И. Ф.**,  
к.т.н. **Железняков А. Д.**

Экономическое положение стран СНГ вынуждает специалистов ж.д. транспорта искать пути продления работоспособности подвижного состава по достижению им нормативного срока службы. Одним из них является продление срока службы подвижного состава от 5 до 16 лет против назначенного срока. Однако существующие технологии решения этой задачи достаточно трудоемки, ибо включают в себя комплекс работ, требующих наличие дорогостоящих оборудования, приборов и технологических операций, не во всех случаях, на наш взгляд, оправданных.

По существующим методикам продление срока службы включает: оценку технического состояния подвижного состава неразрушающими методами контроля, проверку несущей способности его элементов по физическому состоянию, проведение статических и ударных прочностных испытаний, а также проведение ударных ресурсных испытаний. Нормативно-техническая документация Российской Федерации, регламентирующая методику всех видов этих работ, требует для их реализации специальные испытательные центры и довольно-таки продолжительного времени для проведения всего комплекса испытаний. Практика же показывает, что определяющими фактами для оценки остаточного ресурса являются: оценка технического состояния подвижного состава после отработки нормативного срока службы, оценка остаточной несущей способности по физическому состоянию подвижного состава, проведение ресурсных испытаний и восстановление утраченного ресурса через плановые виды ремонта или модернизацию. Критерием оценки остаточного ресурса подвижного состава является сравнение накопленных повреждений в эксплуатации  $D = N_{\text{общ}}^{\text{расч}} \sum_{i=1}^n F_i^m P_i$  с повреждениями  $\sum_{j=1}^n D_j = \sum_{j=1}^n F_j^m$ , полученными при ресурсных испытаниях в испытательном центре, на основании которых определяется срок службы подвижного состава при продлении его сверхнормативного срока

$$T_p = \frac{\sum D_i}{D} \cdot t_{\text{расч}},$$

где  $N_{\text{общ}}^{\text{расч}}$  - общее количество циклов действия динамических продольных сил на раму подвижного состава за расчетный период  $t_{\text{расч}}$

$$N_{\text{общ}}^{\text{расч}} = N_{\text{общ}} (1 - \beta \cdot \gamma) \cdot t_{\text{расч}} \cdot k_{\text{реж}} \cdot k_{\text{уд}} \cdot k_{\text{инт}},$$