вальцами и сгруживается у приемного окна питающего аппарата. В этом случае разница линейных скоростей крайне велика, и это различие при описываемом типе кинематической связи неустранимо, т.к. отношение линейных скоростей массы в жатке и питающем аппарате изменяется на величину диапазона коробки питающего аппарата до 4…6 раз.

Таким образом, остается актуальной проблема создания привода рабочих органов кормоуборочного комбайна, обеспечивающего эффективную работу последнего с широким шлейфом адаптеров, не ограничивая ее по используемым технологическим режимам, по набору адаптеров и технологических операций. Сотрудниками БГПА предлагается конструктивное решение привода рабочих органов кормоуборочного комбайна, позволяющее повысить эффективность работы комплекса за счет улучшения согласования технологического процесса адаптеров и питающего аппарата вследствие раздельного регулирования приводом кинематических режимов работы агрегатов (возможны два варианта: синхронный и параллельный приводы).

Литература. 1. А.с. 818538 СССР, МКИ А01Д 43/08. Самоходный кормоуборочный комбайн./ Г.Д. Чернышев, В.В. Зеленов, Л.А. Нарычев и др. 2. А.с. 1175742 СССР, МКИ В60К 17/10. Редуктор с гидроуправляемой муфтой./ А.Т. Скойбеда, Г.А. Трофимук, Н.К. Ничипорчик и др. 3. А.с.1205813 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод адаптеров кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, Г.А. Трофимук, А.А. Боталенко и др.4. А.с. 1230528 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, Ю.В. Новиков, А.А. Боталенко и др. 5. А.с. 1523099 СССР, МКИ А01Д 69/00, 43/08. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, А.А. Зенькович, И.В. Можаров и др. 6. А с. 1524840 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, А.А. Зенькович, Л.Н. Буймов и др. 7. Комбайн самоходный кормоуборочный КСК-100. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Минск: Полымя. 1985. 8. Пат 3722367 ФРГ МКИ А01Д 75/18. 9. Пат 4594842 США МКИ А01Д 45/02. 10 .Резник Е.Н. Кормоуборочные комбайны. - М: Машиностроение. 1980. 11. Скойбеда А.Т., Калина А.А. Технический уровень и типаж комбайнов для заготовки зеленых кормов: Обзорная информация. – Минск: БелНИИТИ. 1990.

УДК 621.01.001

В.В. Кудин, М.В. Кудин

ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Улучшение качества машин, повышение их надежности, долговечности связано с совершенствованием конструирования механизмов и их методов расчета.

Особенностью статически определимых механизмов является то, что, при наличии резервных подвижностей в кинематических парах, сохраняют высокую работоспособность при значительных погрешностях изготовления и монтажа звеньев механизмов.

Расширение допусков на изготовление и монтаж требует дополнительных динамических исследований движений самоустанавливаемости как с учетом геометрии механизма, так и трения в кинематических парах.

В связи с такой постановкой предлагается методика определения динамических характеристик механизма с учетом трения пространственных кинематических цепей. Анализ трения в кинематических парах показал, что следует учесть распределение давление по поверхности соприкосновения. Так в цилиндрической паре с линейным контактом нормальное давление близко к эллипсоидальному закону[1]

$$p_i = p_{\max}\sqrt{1-\frac{x^2}{b_{ij}}}, \tag{1}$$

где x - текущая координата;

b_{ij} - половина длины контактной линии;

p_{max} - максимальное давление на длине $2b_{ij}$.

В сферической паре нормальное давление распределяется по закону полусферы, радиус которой [2]

$$r_i = 0{,}872\cdot R\cdot\sqrt[3]{\frac{Q}{\delta}\left(\frac{1}{E_i}+\frac{1}{E_j}\right)}, \tag{2}$$

где δ - величина зазора в кинематической паре..

Тогда давление в произвольной точке пятна контакта равно

$$p_i = p_{\max}\sqrt{1-\left(\frac{R}{r_i}\right)^2\sin^2\alpha}, \tag{3}$$

где α - угол между нормалями в точках А и С.

Элементарные силы инерции в произвольной точке контакта будут равны:

- цилиндрическая пара

$$dF_{ij} = f_{ij}p_{\max}\sqrt{1-\frac{x^2}{b_{ij}}}\,dx; \tag{4}$$

- сферическая пара

$$dF_{ij} = f_{ij}p_{\max}\sqrt{1-\left(\frac{R}{r_i}\right)^2\sin^2\alpha}\;R^2\cdot\sin\alpha\;\cdot d\alpha\;d\varphi. \tag{4'}$$

Вектора сил трения dF_{ij} будет направлен в противоположную сторону вектору относительной скорости скольжения.

Интегрируя выражения (4), (4’) с учетом нормальной реакции взаимодействия элементов определяем главный вектор и главный момент реакции взаимодействия элементов пары, которые изображаются компонентами матриц P_{ij} и M_{ij}. Так для цилиндрической пары эти компоненты равны

$$F_{ij} = \begin{Vmatrix} F_{ij}^{x} \\ F_{ij}^{y} \\ F_{ij}^{z} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^{n}}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^{в}}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \end{Vmatrix}, \tag{5}$$

$$M_{ij} = \begin{Vmatrix} M_{ij}^{x} \\ M_{ij}^{y} \\ M_{ij}^{z} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^{в}}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot r_{ij} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^{n}}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot r_{ij} \cdot b_{ij} \\ 0 \end{Vmatrix}. \tag{5'}$$

Матрицы главного вектора и главного момента реакций кинематических пар используются в матричных уравнениях равновесия кинематических цепей [3]

$$\left. \begin{aligned} QW_1 + V_1 = 0 \\ QW_2 + V_2 = 0 \end{aligned} \right\}, \tag{6}$$

где Q - матрица неизвестных параметров реакций кинематических пар;

W_1, W_2 – матрицы, элементами которых являются коэффициенты при неизвестных;

V_1, V_2 – матрицы, элементами которых являются свободные члены системы.

Однако решение системы (6) возможных только численными методами с применением ПЭВМ.

Для исследования движения самоустанавливоемой "почти" плоских механизмов возможно использование упрощенных методов. Так для группы $\underline{\overline{IV}}\ \underline{\overline{III}}\ \underline{\overline{IV}}$, состоящей из двух звеньев, двух цилиндрических и одной сферической пар сделаем два допущения: 1) примем, что компоненты матрицы M_{32} известны; 2) составляющая X_{43} главного вектора P_{43} равна $X_{43} = f_{43} \cdot P_{43}^{o}$, где P_{43}^{o} - нормальная составляющая реакций определенная при силовом расчете без учета трения. Тогда решая уравнения (6), для данной группы придем к системе двух уравнений

$$\left. \begin{aligned} & D_1 - \frac{\pi}{2} q_{12} \left[\ell_{CD} \left(\cos\psi_{12} - f_{12} \frac{V_{12}^{в}}{V_{12}} \sin\psi_{12} \right) - f_{12} \frac{V_{12}^{в}}{V_{12}} r_{12} \right] = 0 \\ & D_2 - \frac{\pi}{2} q_{12} \left[a_{11} f_{11} \frac{V_{12}^{n}}{V_{12}} + \left(a_{31} + a_{21} f_{12} \frac{V_{12}^{в}}{V_{12}} \right) \cos\psi_{12} + \left(a_{21} - a_{31} f_{12} \frac{V_{12}^{в}}{V_{12}} \right) \sin\psi_{12} \right] = 0 \end{aligned} \right\}, \tag{7}$$

где r_{12} - радиус цапфы цилиндрической пары;

$q_{12} = p_{\max} b_{12}$;

$D_1 = M_{2x} + M_{32}^{x1} - p_{2z} \ell_{CD}$;

$D_2 = p_{3x} + x_{43} + a_{11} p_{2x} + a_{21} p_{2y} + a_{31} p_{2z}$

Решая систему (7) определяем ψ_{12} и q_{12}, а затем и все компоненты матриц главных векторов реакций кинематических пар группы.

Предназначенная методика позволяет исследовать движение самоустанавливаемости в кинематических парах с учетом трения, а так же распространить ее на пространственные рычажные механизмы.

Литература. 1. Галин Я.А. Контактные задачи теории упругости. : - М.: ГТТИ, 1953. – с.23-24. 2. Дементьев Х.Н. Исследование трения в сферических парах // Сборник трудов РИИЖТа -. 1964 №49. 3. Теория механизмов и машин: Учеб. Для втузов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. Шк:, 1987.- 496 с.

УДК 629.03+629.11.073

А.Т. Скойбеда, И.М. Комяк, Д.А. Грамович, О.И. Писарук

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИЖИТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Основными показателями работы любого движителя являются: наибольшая экономичность расходования подведенной к нему энергии в наиболее типичных, характерных условиях работы и максимальная продольная сила при движении в экстремально плохих условиях. Очевидно, что совершенствование движителей должно вестись, прежде всего, в направлении улучшения именно этих показателей.

Таких направлений несколько и целесообразность их обусловлена закономерностями взаимодействия движителя с грунтом. Если рассматривать зависимость тягового усилия T от механических параметров грунта и характеристик машины, то в наиболее общем виде ее можно представить следующим выражением:

$$T = Acy_1 + N\varphi_0 y_2; \qquad (1)$$

где A - площадь поверхности, по которой происходит сдвиг грунта; c - внутреннее сцепление грунта; N - нормальная суммарная нагрузка на поверхность сдвига грунта; φ_0 - коэффициент внутреннего трения грунта; y_1 и y_2 - передаточные функции.

В уравнении (1) параметры грунта c и φ_0 в первом приближении можно считать константами. Функции y_1 и y_2 определяют соответственно эффективность использования фрикционных сил и сил сцепления с грунтом, значения их находятся в пределах от 0 до 1. Таким образом, величина тягового усилия или продольной силы движителя T зависит от переменных факторов: A, N, y_1, y_2. Заметим, что с ростом значений указанных факторов возрастает и величина T. Этим и определяются направления повышения эффективности работы движителя, к которым можно отнести: увеличение площади поверхности, по которой в зоне контакта движителя с грунтом может происходить сдвиг грунта; увеличение суммарной нормальной нагрузки на поверхность, по которой может происходить сдвиг грунта в зоне контакта движителя с грунтом; увеличе-