

МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ ЛЕСОПИЛЬНЫХ РАМ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ СИЛОВЫМИ ПОТОКАМИ И СИНХРОНИЗИРУЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ

Кузнецов А.И., Новоселов В.Г. (УГЛТУ, Екатеринбург, РФ)

akwer@yandex.ru

MODELING OF THE MECHANISM OF LOG FRAMES WITH PARALLEL POWER STREAMS AND THE SYNCHRONIZING ELEMENT

Важнейшим звеном в лесопильном производстве являются лесопильные рамы. Их существенным недостатком являются неуравновешенные силы инерции подвижных масс кривошипно-шатунного механизма, вызывающие вибрацию. Этот недостаток устранен в механизмах лесопильных рам (ЛРВ-2, РУН63) с планетарными преобразователями вращательного движения в возвратно-поступательное. Кинематическая схема механизма приведена на рисунке 1. На схеме индексами Л и П обозначены соответствующие симметричные элементы левого и правого преобразователей и их приводов.

В этих механизмах полностью уравниваются вертикальные и горизонтальные силы, действующие на фундамент. Однако при смене скорости и направления движения пильной рамки происходит перекладка зазоров в зубчатых парах. Вследствие этого может возникать ударная нагрузка на зубья и происходить их постепенное разрушение.

Кроме того, механизм имеет достаточно сложную структурную и кинематическую схему, включающую два замкнутых силовых контура:

- синхронизирующий вал – правый и левый преобразователи - траверса пильной рамки;
- синхронизирующий вал – правый и левый приводы – электрическая сеть.

Ввиду различия механических характеристик асинхронных двигателей, неравенства фактических передаточных отношений ременных передач и упругого скольжения в них, кинематических погрешностей в зубчатых передачах планетарных преобразователей неизбежно возникновение паразитных потоков мощностей и дополнительных нагрузок на звенья механизма и его приводов. В частности, в практике эксплуатации наблюдаются усталостные изломы синхронизирующих валов.

Учесть эти факторы и их влияние на динамические нагрузки и на надежность механизма можно, имея адекватную динамическую модель. Для механизма с планетарным преобразователем разработанная нами [1, 2] динамическая модель представлена на рисунке 2.

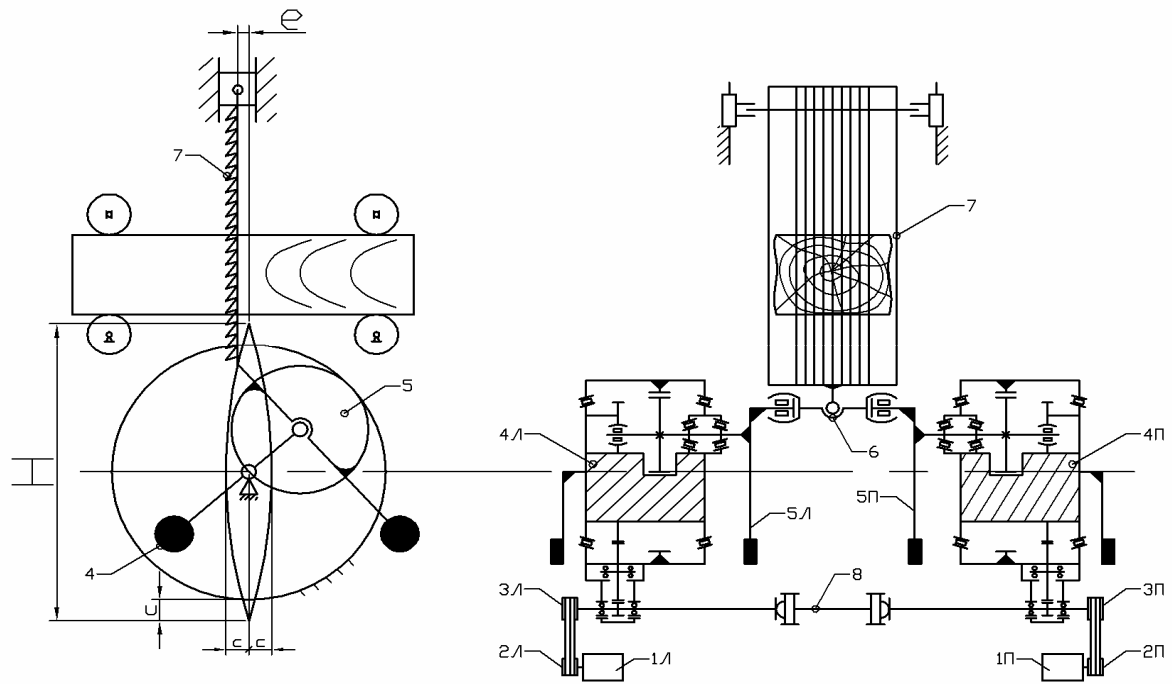


Рисунок 1 - Кинематическая схема механизма резания лесопильной рамы с планетарным преобразователем: 1П,1Л – роторы электродвигателей; 2П,2Л - ведущие шкивы приводов; 3П,3Л - ведомые шкивы приводов; 4П,4Л – водила; 5П,5Л - сателлиты; 6 - траверса, 7- пильная рамка; 8 – синхронизирующий вал

Данная динамическая модель описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\Theta_{1Л} \frac{d\omega_{1Л}}{dt} = M_{10Л} - M_{12Л}; \quad \Theta_{1П} \frac{d\omega_{1П}}{dt} = M_{10П} - M_{12П}; \quad (1,2)$$

$$\Theta_{2Л} \frac{d\omega_{2Л}}{dt} = M_{21Л} - M_{23Л}; \quad \Theta_{2П} \frac{d\omega_{2П}}{dt} = M_{21П} - M_{23П}; \quad (3,4)$$

$$\Theta_{3Л} \frac{d\omega_{3Л}}{dt} = M_{32Л} - M_{34Л}; \quad \Theta_{3П} \frac{d\omega_{3П}}{dt} = M_{32П} - M_{34П}; \quad (5,6)$$

$$\Theta_{4Л} \frac{d\omega_{4Л}}{dt} = -\frac{\omega_{4Л}^2}{2} \frac{d\Theta_{4Л}}{d\varphi_{4Л}} + M_{43Л} - M_{4Л} - M_{4Л4П}; \quad (7)$$

$$\Theta_{4П} \frac{d\omega_{4П}}{dt} = -\frac{\omega_{4П}^2}{2} \frac{d\Theta_{4П}}{d\varphi_{4П}} + M_{43П} - M_{4П} - M_{4П4Л}, \quad (8)$$

где $\Theta_{iЛ}$, $\Theta_{iП}$ – моменты инерции, $\omega_{iЛ}$, $\omega_{iП}$ и $\varphi_{iЛ}$, $\varphi_{iП}$ – угловые скорости и углы поворота вращающихся звеньев левого (Л) и правого (П) преобразователей и приводов; $M_{ijЛ}$, $M_{ijП}$ – реакции связей; $M_{4Л}$, $M_{4П}$ – моменты сил сопротивления приведенные водилам.

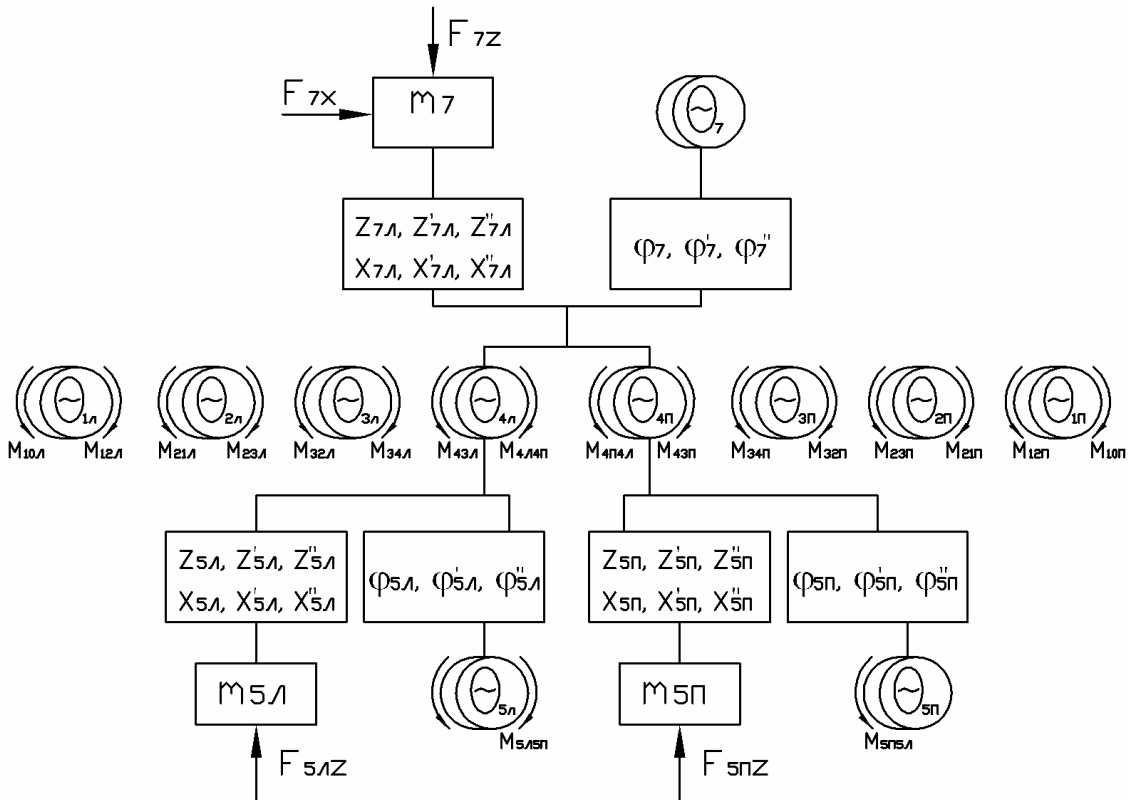


Рисунок 2 - Динамическая модель механизма резания лесопильной рамы с планетарным преобразователем

Реакция нестационарной электромагнитной связи ротора и статора двигателей приводов определяется из дифференциальных уравнений связи [3]:

$$\frac{dM_{10Л(П)}}{dt} = (\omega_0 - \omega_{1Л(П)})p\psi - \frac{M_{10Л(П)}}{T_{\mathcal{E}}}; \quad (9)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{2M_{\kappa} - \psi}{T_{\mathcal{E}}} - (\omega_0 - \omega_{1Л(П)})pM_{10Л(П)} \quad (10)$$

где ω_0 – угловая скорость магнитного поля статора; p – число пар полюсов статора; $T_{\mathcal{E}}$ – электромагнитная постоянная времени; ψ – вспомогательная переменная; M_{κ} – критический момент двигателя.

Упруго – диссипативные реакции валов двигателей, синхронизирующего вала и траверсы M_{ij} определяются по общей формуле:

$$M_{ij} = C_{ij}\varphi_{ij} + b_{ij} \frac{d\varphi_{ij}}{dt}, \quad (11)$$

где C_{ij} – коэффициент жесткости упругой связи между i – тым и j – тым звеном; b_{ij} – коэффициент неупругого (диссипативного) сопротивления связи между i – тым и j – тым звеном; φ_{ij} – угол относительного поворота i – того и j – того звена.

Упругопластическая характеристика ременной передачи аппроксимируется дифференциальным уравнением [4]:

$$\frac{dM_{23Л(П)}}{dt} = gr \frac{l(\omega_{2Л(П)} - \omega_{3Л(П)} D_{3Л(П)} / D_{2Л(П)}) - tg(M_{23Л(П)} / d)}{l \cdot \exp|M_{23Л(П)} / g|}, \quad (12)$$

где d, g, l, r – аппроксимирующие коэффициенты; $D_{2Л(П)}, D_{3Л(П)}$ – расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов левого и правого приводов.

Поскольку, получить решение данной системы дифференциальных уравнений в аналитическом виде невозможно, будем исследовать данную модель методами численного моделирования.

Для решения поставленной задачи удобно использовать пакет визуально-ориентированного программирования Simulink, входящий в состав системы Matlab. Модель механизма резания лесопильных рам с параллельными силовыми потоками и синхронизирующим валом представлена на рисунке 3.

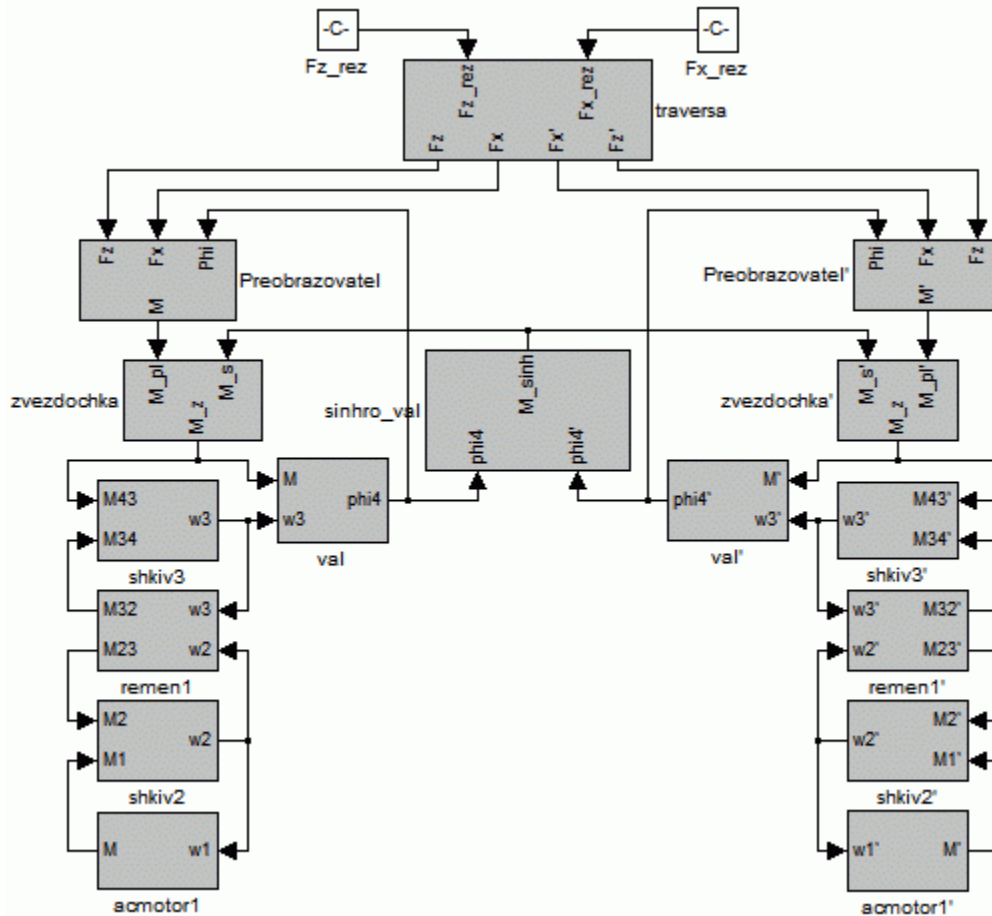


Рисунок 3 - модель механизма резания

Исследуемая модель представлена системой с входящими в неё подсистемами на рисунке 4, часть, которых, в свою очередь, содержит внутренние подсистемы. Каждая подсистема представляет собой самостоятельную структурную единицу и при необходимости может использоваться для исследования других моделей.

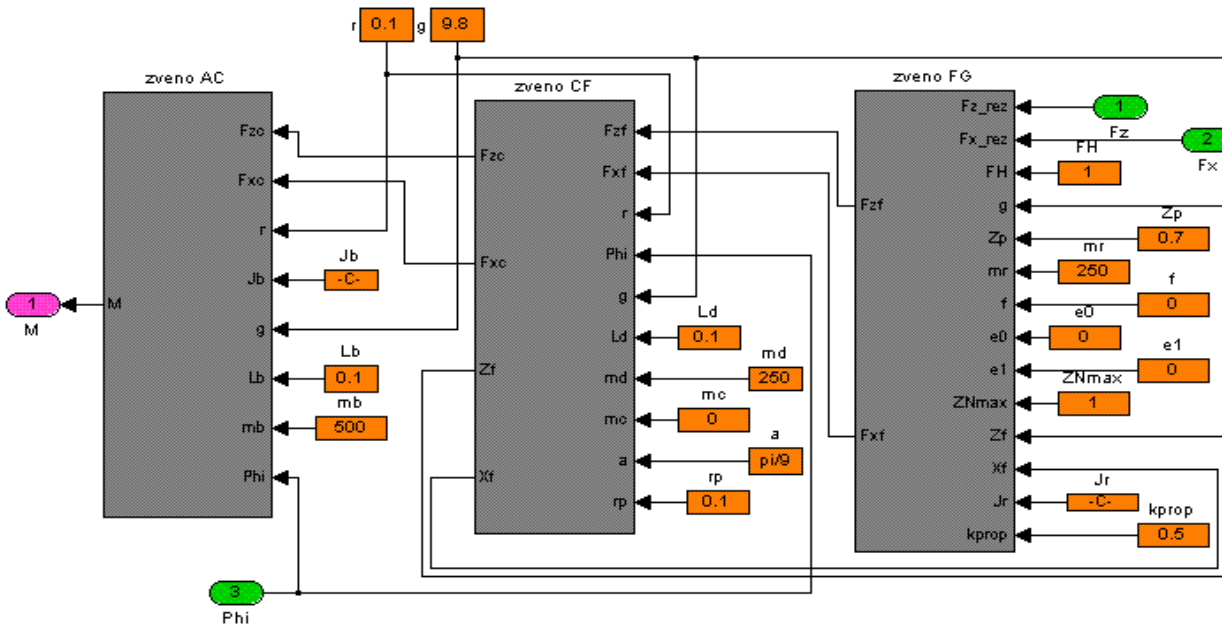


Рисунок 4 – Подсистема «Преобразователь»

Для обмена информацией между подсистемами, последние используют порты ввода и вывода. При моделировании механической модели удобно использовать для связи элементов такие параметры как момент и угловую скорость.

Подсистемы, в математическом описании которых используются обыкновенные дифференциальные уравнения, могут моделироваться в специализированном блоке Differential Equation Editor (рисунок 5) в математическом виде. Среда Simulink содержит множество блоков для генерирования различных сигналов, среди них имеется блок «From File» с помощью которого задавались горизонтальные и вертикальные силы резания, полученные в результате натурного эксперимента из источника [5]. Для вывода результатов эксперимента используются средства: блоки «scope» и «XY Graph» – для отображения информации виде

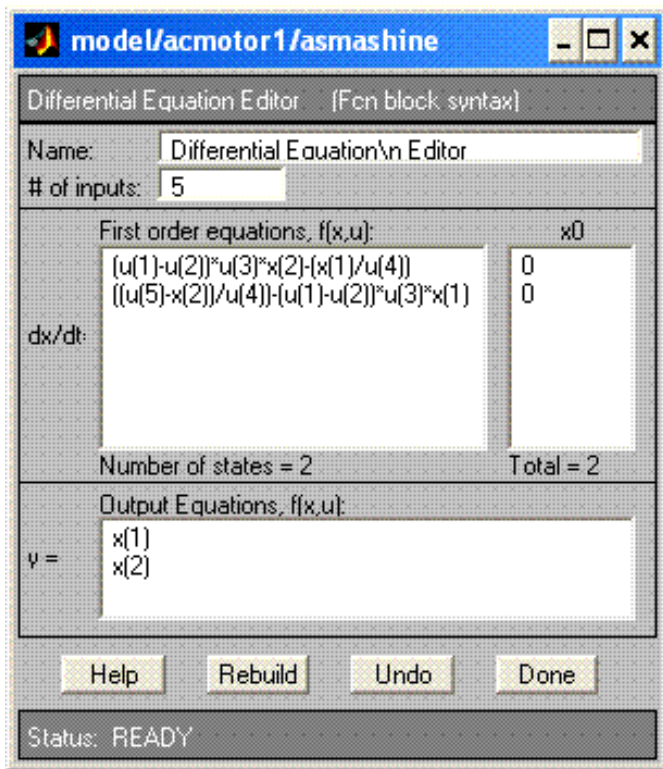


Рисунок 5 - Уравнения (6,7) в блоке Differential Equation Editor

графика, блок «To File» - вывод результатов в файл и другие. Экспериментирование над моделью, построенной в пакете Simulink, позволяет оперативно и наглядно представлять результаты численного эксперимента при изменении различных параметров и свойств модели, и тем самым определить оптимальное их сочетание.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новоселов В.Г, Кузнецов А.И. Исследование модернизированного планетарного механизма резания лесопильной рамы с гибким звеном.// Изв. вузов. Лесной журн., 2005, №3, - С.84-90
2. Новоселов В.Г, Кузнецов А.И. Динамическая модель механизма резания лесопильной рамы с планетарным преобразователем.// Наука и образование на службе лесного комплекса: Матер. меж. нар. науч.-практ. конф. Т.2. – Воронеж: Воронеж. гос. лесотехн. акад., 2005. – С. 99 – 103
3. Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 184 с.
4. Новоселов В.Г. Моделирование крутильно-вращательных колебаний в приводе оборудования.// Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств. – Екатеринбург: УГЛТА, 1995. – С. 118-124.
5. Белошейкин В.С. Улучшение эксплуатационных показателей бесфундаментных лесопильных рам.// Дис. канд. техн. наук: 05.21.05 – Л. 1988. – 232 с.

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ПНЕВМОМОТОРОВ

Раевская Л. Т. (УГЛТУ, г.Екатеринбург, РФ) raevskaya@usfeu.ru

DYNAMIC MODELLING OF THE IS INTENSE-DEFORMED CONDITION OF ELEMENTS AXIAL-PISTON AIR MOTORS

1. Описание конструкции аксиально-поршневого пневматического двигателя типа ДАР

Из аксиально-поршневых моторов многократного действия наибольшее применение в машиностроении лесного и горного комплекса нашли реверсивные аксиально-поршневые пневматические двигатели (пневмомоторы) типа ДАР с синусоидальным кулачковым диском ротора [1]. Двигатели ДАР имеют бесшатунный механизм преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение выходного вала ротора. Динамический момент создается поршнями двухстороннего действия, каждый из которых имеет два подшипника, охватывающих синусоидальную профильную дорожку ротора. Двухсторонний профиль ротора очерчен огибающими кривыми, положение которых определяется дугами радиусов шлифовальных кругов при движении их центров по двум эквидистантным (на расстоянии d_m) синусоидальным кривым. Сжатый воздух по воздухораспределительным каналам шейки ротора поступает в поршневые полости и создает усилие, которое через подшипники поршней передается на профильную дорожку ротора, приводя к появлению динамического момента.