

THE WORKING PROCESS AND DYNAMIC MODEL OF ENERGETIC PLANT HARVESTER

Summary

In article the developed mathematical model for research of dynamic loadings in the branched out drive of active working bodies of a mowing down and crushing path of a harvest combine for reception fuel chips from fast-growing plants is resulted.

ОПИСАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА УБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЩЕПЫ ИЗ БЫСТРОРАСТУЩИХ РАСТЕНИЙ

Резюме

В статье приведено описание рабочего процесса скашивающего и измельчающего тракта уборочного комбайна для получения топливной щепы из быстрорастущих растений, необходимое для исследования динамических нагрузок в разветвленном приводе активных рабочих органов.

1. Введение

Существенный вклад в решение проблемы энергообеспечения малых хозяйств собственными топливно-энергетическими ресурсами может обеспечить технология использования выработанных торфяных месторождений для выращивания быстрорастущих растений (рогоз, тополь, серая ольха, ива и др.) на рекультивированных торфяных площадях – энергетических плантациях, последующего их измельчения в топливную биомассу-щепу и сжигания, с целью получения тепловой энергии, пара, тепловой воды, электроэнергии для малых хозяйств.

Такая технология может быть экономически эффективна и обеспечивает уменьшение закупок других энергоносителей. Примеры ее реализации имеются в Польше, Финляндии и других странах [1, 2]. При этом уборку зеленой растительности и ее измельчение проводят, например, кукурузоуборочным комбайном фирмы Claas со специальной жаткой и измельчителем. Комбайн работает в сцене с полуприцепом-накопителем, который имеет большую высоту разгрузки самосвальной платформы.

В Беларуси и Польше имеются значительные неиспользуемые рачительно и, зачастую, сильно заустаренные минеральные и торфяные площади, пригодные для реализации упомянутой технологии после рекультивации. Машинное обеспечение достаточно просто реализуется на основе выпускаемой в наших странах техники: универсальных колесных тракторных шасси или самоходных комбайнов, модулей-адаптеров кукурузоуборочных жаток, рубильных машин и теплоагрегаторов.

Создание специализированного уборочного комбайна для упомянутой технологии путем использования готовых модулей-адаптеров – это рациональный путь быстрой разработки новой машины. Однако при этом необходимо обеспечить надежность в работе такой техники за счет обеспечения приемлемых динамических нагрузок в разветвленном приводе активных рабочих органов: барабанного скашивающе-срезающего аппарата и

рубильно-измельчающего механизма. В связи с изложенным представляет научный и практический интерес методика определения максимальных динамических нагрузок трансмиссионных ветвей уборочного комбайна, предназначенного для получения измельченной биомассы из быстрорастущих растений еще на стадии проектирования. Развитие современных методов моделирования технических систем позволяет адекватно провести такое исследование с помощью математического моделирования [3, 4, 6-9].

2. Динамическая система уборочного комбайна

Схема уборочного комбайна для получения измельченной биомассы или топливной щепы из быстрорастущей растительности, динамические модели ходовой системы, жатки и рубильно-измельчительного тракта, приводимых от одного двигателя, показаны на рисунках 1-3.

Динамическая система комбайна с барабанными режущими органами, предназначенным для скашивания и измельчения древесной растительности, включает привод левого и правого барабанов жатки, привод рубильного барабана; привод верхнего и нижнего подающих вальцов; привод метателя. Приводы испытывают значительные динамические нагрузки при взаимодействии с исходным растительным материалом. В проектном выборе параметров приводов этих машин необходимо учитывать уровень их динамической нагруженности.

При составлении динамической системы и математическом описании ее функционирования методами аналитической механики приняты следующие допущения: динамическая система трансмиссии может быть представлена в виде дискретной с сосредоточенными массами, связанными безинерционными упруго-демпфирующими связями [3]; учитывается продольная и поперечная жесткости перерабатываемой пачки древесной растительности; толщина пачки перерабатываемого древесного материала по длине изменяется как монотонная случайная функция.

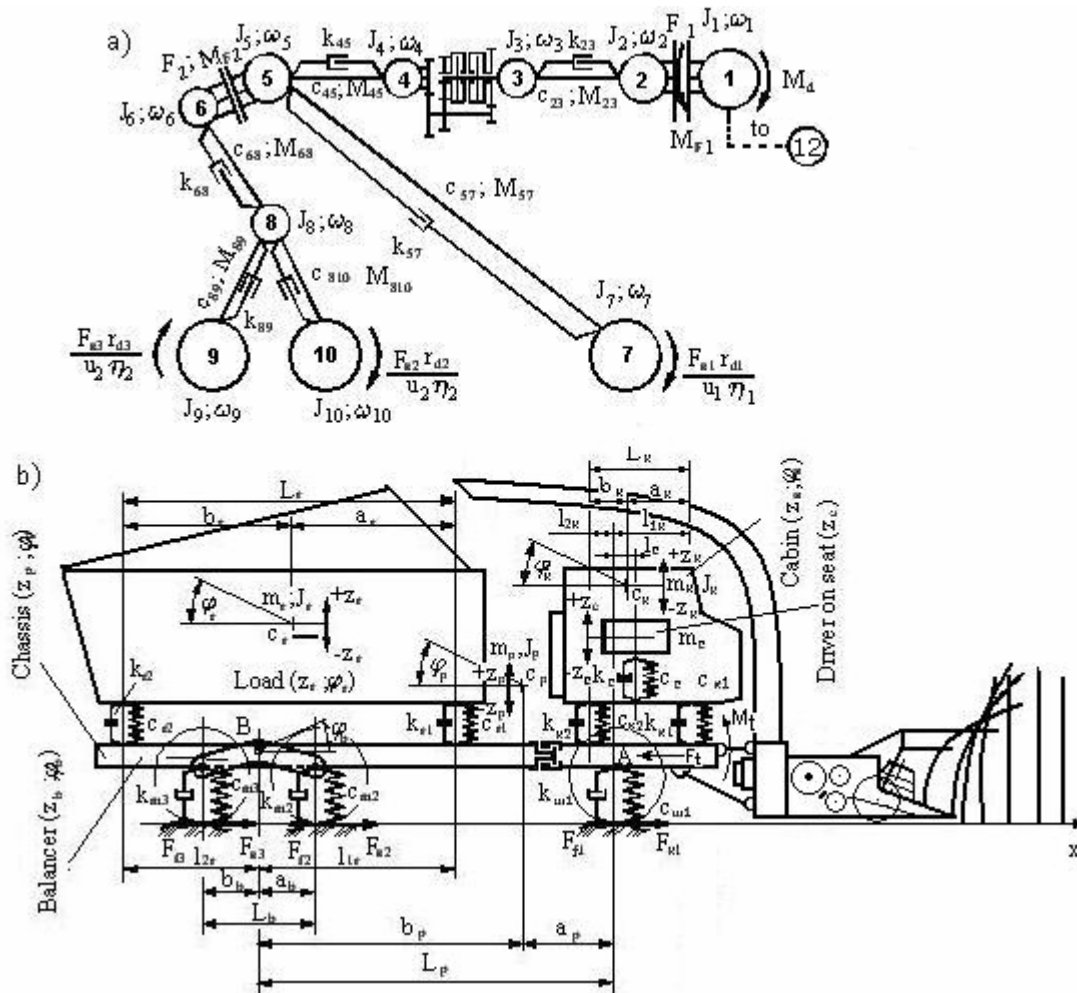


Рис. 1. Схема и расчетная динамическая модель уборочного комбайна
 Fig. 1. The scheme and settlement dynamic model of a harvest combine

Рабочий процесс комбайна является нестационарным и состоит из неустановившихся процессов срезания растений у комлевой части барабанами жатки, продвижения нерубленой растительной массы в приемный порт рубильного барабана с участием подающих рабочих органов, измельчения ножевым режущим барабаном, загрузки полученной биомассы щепы метателем в сменную или самосвальную платформу-накопитель, размещенную на задней полураме самого комбайна. Расчетные динамические системы комбайна разработаны при допущениях, характерных для решения аналогичных задач [4].

На рис. 1 представлена расчетная схема комбайна, которая включает в себя динамическую систему трансмиссии (рис. 1,а) и колебательную систему машины при движении по неровностям опорной поверхности (рис. 1,б). В динамической системе трансмиссии приняты следующие обозначения: I_1, ω_1 – момент инерции вращающихся деталей двигателя и угловая скорость вращения его коленчатого вала; I_2, ω_2 – момент инерции ведомых деталей сцепления и его угловая скорость; $I_3, I_4, \omega_3, \omega_4$ – моменты инерции и угловые скорости соответственно деталей на ведущем и ведомом валах коробки передач и их угловые скорости; I_5, ω_5 – момент инерции деталей раздаточной коробки и его угловая скорость; I_6, ω_6 – момент инерции ведомой части муфты управления задними ведущими мостами и его угловая скорость; I_7, ω_7 – момент инерции передних ведущих

колес и их угловая скорость; I_8, ω_8 – момент инерции деталей ведущего заднего моста, включая зубчатое колесо бортовой передачи, от которого крутящий момент распределяется на первые и вторые задние колеса, и его угловая скорость; $I_9, I_{10}, \omega_9, \omega_{10}$ – моменты инерции задних колес и их угловые скорости; c_{ij}, k_{ij} – крутильные жесткости и демпфирование в ij -х участках трансмиссии ($i=2,4,5,6,8; j=3,5,7,8,9,10$); M_{ij} – упругие (динамические) моменты в ij -х участках трансмиссии; F_1, F_2 – соответственно сцепление и муфта включения выключения заднего моста; M_{dv} – крутящий момент двигателя; $F_{ki}r_i/(U_i\eta_i)$ – крутящие моменты на ведущих колесах ($i=7,9,10$); F_{ki} – касательная сила тяги, развиваемая колесами i -го моста; r_{di} – динамический радиус колес i -го моста; $U_i=U_{kn}U_{pk}U_M$ – передаточное число от двигателя к колесам i -го моста, здесь U_{kn}, U_{pk}, U_M – передаточные числа соответственно коробки передач, раздаточной коробки, ведущего моста; η_i – КПД привода к колесам i -го моста; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; G_i – вертикальная нагрузка, приходящаяся на i -й мост; k – коэффициент, зависящий от свойств опорной поверхности; δ_i – буксование колес i -го моста; v_{Ti} – теоретическая скорость центров колес i -го моста; $v = \delta$ – действительная скорость машины; ω_i – угловая скорость колес i -го моста.

Обозначенные на рисунке 1б параметры колебательной системы комбайна включают: $m_p, I_p; m_k, I_k$

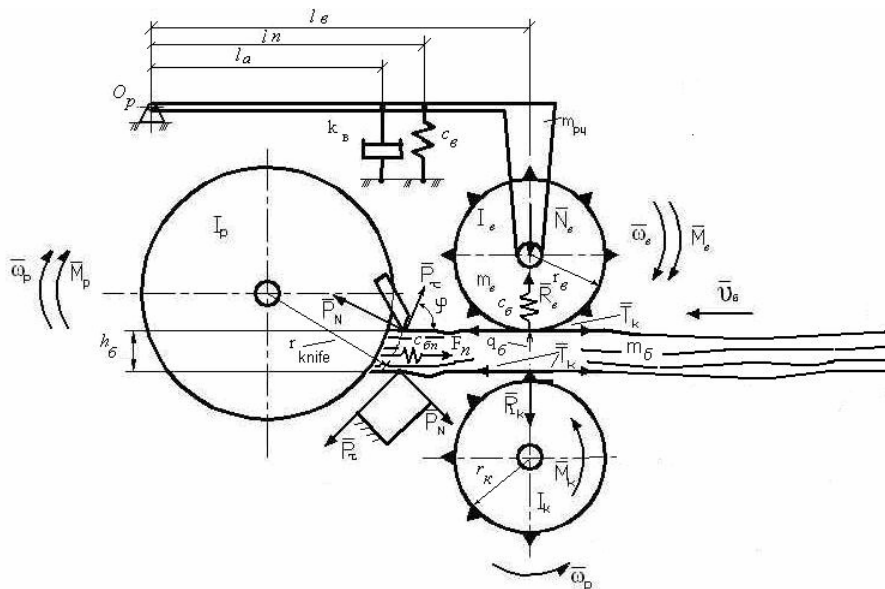


Рис. 3. Схема взаимодействия рабочих органов с пачкой древесной растительности
 Fig. 3. The scheme of interaction of working bodies with a pack of wood vegetation

Схема динамического взаимодействия с измельчаемой пачкой древесной растительности режущего и подающих рабочих органов показана на рис. 3.

Смысл дополнительных обозначений, приведенных на схеме, в основном, ясен из рисунка. На рис. 3 показаны также горизонтальная реакция со стороны барабана на пачку материала, продольная и поперечная жесткость последнего, кинематическая координата его переменной толщины, расстояния от оси качания рычага с прижимным вальцом до его оси вращения и до мест крепления амортизатора и прижимной пружины растяжения.

3. Математическое описание динамической системы технологического модуля

Для упрощения записи математической модели индексы при моментах инерции, крутящих моментах и угловых скоростях будем записывать с учетом соответствующих номеров сосредоточенных масс динамической системы.

Дифференциальные уравнения движения масс расчетной динамической системы привода активных рабочих органов (рисунок 2) имеют вид:

$$I_1 \cdot \ddot{\alpha} = M_d(\omega, h) - M_{1,12} - M_f(t) - k_{CM1} \cdot (\omega_1 - \omega_{12})$$

- при включении муфты сцепления, а после кинематического замыкания муфты сцепления:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{1,2} \quad [1];$$

$$(I_1 + I_2) \cdot \ddot{\alpha}_{1,2} = M_d(\omega, h) - M_{1,12} - M_f(t) - k_{CM1} \cdot (\omega_1 - \omega_{12})$$

$$M_{1,12}^{\dot{\alpha}} = c_{CM1} (\omega_1 - \omega_{12}).$$

Момент двигателя берется из описания его скоростной характеристики [1].

При включении муфты ВОМ ее момент определяется из выражений:

$$M_f(t) = k_f \cdot t; \quad k_f = \frac{M_{f \max}}{T_{on}}$$

$$\text{или } M_f(t) = M_{f \max} (1 - e^{-k_f t}),$$

k_f, k_f^* - коэффициенты аппроксимации закона срабатывания муфты ВОМ; $M_{f \max}$ - максимальный момент трения в муфте ВОМ после силового замыкания.

$$I_{12} \cdot \ddot{\alpha}_{12} = M_{1,12} - M_f(t) + k_{CM1} \cdot (\omega_1 - \omega_{1,12}),$$

$$I_{13} \cdot \ddot{\alpha}_{13} = M_f(t) - M_{13,14} + k_{M1M2} \cdot (\omega_{13} - \omega_{14}),$$

а после кинематического замыкания муфты ВОМ $\omega_{12} = \omega_{13}$ и

$$(I_{12} + I_{13}) \cdot \ddot{\alpha}_{12} = M_{1,12} - M_{13,14} - k_{M1M2} \cdot (\omega_{13} - \omega_{14});$$

$$\text{или } (I_{12} + I_{13}) \cdot \ddot{\alpha}_{13} = M_{1,12} - M_{13,14} - k_{M1M2} \cdot (\omega_{13} - \omega_{14}).$$

$$I_{14} \cdot \ddot{\alpha}_{14} = M_{13,14} + k_{M1M2} \cdot (\omega_{13} - \omega_{14}) -$$

$$- \left[M_{n1} + M_{n2} + M_{14,15} + M_{14,17} + M_{14,18} + k_{M2P} \cdot (\omega_{14} - \omega_{16}) \right] + k_{M2u} (\omega_{14} - \omega_{15}) + k_r (\omega_{14} - \omega_{17}) + k_l (\omega_{14} - \omega_{18})$$

;

$$I_{15} \cdot \ddot{\alpha}_{15} = M_{14,15} - M_u + k_{M2u} \cdot (\omega_{14} - \omega_{15});$$

$$I_{16} \cdot \ddot{\alpha}_{16} = M_{14,16} + k_{M2P} \cdot (\omega_{14} - \omega_{16}) - M_\delta - M_{\delta 0};$$

$$I_{17} \cdot \ddot{\alpha}_{17} = M_{14,17} - M_r + k_r \cdot (\omega_{14} - \omega_{17})$$

$$I_{18} \cdot \ddot{\alpha}_{18} = M_{14,18} - M_l + k_l \cdot (\omega_{14} - \omega_{18})$$

$$M_{13,14}^{\dot{\alpha}} = c_{M1M2} (\omega_{13} - \omega_{14}).$$

В случае проскальзывания ремней относительно ведущего шкива

$$M_{13,14}^{\dot{\alpha}} = c_{M1M2} \left(\omega_{13} - \omega_{14}^{\dot{\alpha}} \cdot \frac{1}{1 - \delta_{\dot{\alpha}}} \right);$$

$$M_{13,14} = M_{\delta r \max} \cdot (1 - e^{-k_{\delta r} \delta_{\dot{\alpha}}}),$$

откуда

$$\delta_{\dot{\alpha}} = \frac{\omega_{13} - \omega_{14}^{\dot{\alpha}}}{\omega_{13}} = - \frac{1}{k_{\delta r}} \cdot \ln \left(\frac{M_{\delta r \max} - M_{13,14}}{M_{\delta r \max}} \right),$$

где $\delta_{\dot{\alpha}}$ - проскальзывание ремней клиноременного привода активных рабочих органов, тогда действительная угловая скорость вращения 14-ой массы динамической системы определится из выражения

$$\omega_{14}^{\dot{a}} = \omega_{14} (1 - \delta_{\dot{a}i}), \quad \omega_{14} = \frac{\omega_{14}^{\dot{a}}}{1 - \delta_{\dot{a}i}}$$

$$M_{14,15}^{\dot{a}} = c_{M2u} (\omega_{14} - \omega_{15}); \quad M_{14,16}^{\dot{a}} = c_{M2P} (\omega_{14} - \omega_{16});$$

$$M_{14,17}^{\dot{a}} = c_r (\omega_{14} - \omega_{17}); \quad M_{14,18}^{\dot{a}} = c_l (\omega_{14} - \omega_{18})$$

$$m_b \cdot \dot{\alpha}_b = P_\tau \cdot \cos \varphi - P_N \cdot \sin \varphi + \frac{M_{\dot{a}}}{r_{\dot{a}}} + \frac{M_{\dot{e}}}{r_{\dot{e}}} - F_N;$$

$$F_N = c_{b\dot{r}} (\dot{\alpha}_{str} - v_b),$$

где $m_{\dot{a}}$ - масса подаваемого материала, является уменьшающейся переменной величиной. Уменьшение массы прямо пропорционально частоте вращения, числу ножей режущего барабана, площади поперечного сечения материала и его плотности, при допущении о постоянстве плотности по длине измельчаемого материала; P_τ , P_N - тангенциальная и нормальная составляющие усилия резания; φ - угол встречи ножа с материалом.

$$I_{\dot{a}} \cdot \dot{\alpha}_{\dot{a}} = M_{\dot{a}} - R_{\dot{a}} \cdot \varphi_{\dot{a}\max} \cdot (1 - e^{k_{\dot{a}} \delta_{\dot{a}}});$$

$$I_{\dot{e}} \cdot \dot{\alpha}_{\dot{e}} = M_{\dot{e}} - R_{\dot{e}} \cdot \varphi_{\dot{e}\max} \cdot (1 - e^{k_{\dot{e}} \delta_{\dot{e}}}),$$

где $\varphi_{\dot{a}\max}$, $\varphi_{\dot{e}\max}$ - коэффициенты сцепления выступов прижимного и нижнего вальца с материалом; $\dot{\epsilon}_{\dot{e}}$, $\delta_{\dot{e}}$ - коэффициент аппроксимации кривой и буксование нижнего вальца относительно материала; $\hat{\epsilon}_{\dot{e}}$, $\delta_{\dot{e}}$ - коэффициент аппроксимации кривой и проскальзывание прижимного вальца относительно материала.

Величины $R_{\dot{a}} = R_{\dot{e}}$ определяются жесткостью пачки древесной растительности между подающими рабочими органами.

Уравнение движения рычага с прижимным вальцом представляет собой уравнение равновесия моментов относительно точки $O_{\dot{a}}$:

$$c_{\dot{a}} \cdot (h_{\dot{a}} - h_{\min}) + k_{\dot{a}} \cdot \omega_{\dot{a}} \cdot \text{sign } \omega_{\dot{a}} + m_{\dot{a}} \cdot \frac{d^2 q_{\dot{a}}}{dt^2} + I_{\dot{a}} \cdot \frac{1}{l_{\dot{a}}} \cdot \frac{d^2 q_{\dot{a}}}{dt^2} - c_{\dot{a}} \cdot \frac{l_n}{l_{\dot{a}}} \cdot (h_{\dot{a}} - h_{\min}) - k_{\dot{a}} \cdot \frac{l_A}{l_{\dot{a}}} \cdot \frac{dq_{\dot{a}}}{dt} = 0;$$

$$R_{\dot{a}} = R_{\dot{e}} = c_{\dot{a}} (h_{\dot{a}} - h_{\min}) + k_{\dot{a}} \cdot \omega_{\dot{a}} \cdot \text{sign } \omega_{\dot{a}},$$

где $q_{\dot{a}}$ - ордината толщины подаваемого материала.

Моменты и угловые скорости роторно-плунжерных гидромашин, используемых для привода подающих рубильно-измельчающего механизма определяются по следующим известным зависимостям [10, 11]:

$$M_{n_1} = \frac{\Delta p_{n_1} \cdot q_{Tn_1} \cdot \eta_{n_1}}{2\pi} - \text{момент, необходимый на привод}$$

первого насоса;

$$q_{Tn_1} = \frac{\pi d_{n_1}^2}{4} \cdot Z_{n_1} \cdot D_{n_1} \cdot \text{tg } \beta_{n_1} - \text{удельная подача первого}$$

насоса;

$$\omega_{n_1} = \omega_{n_2} = \omega_{14} = \frac{\eta_{0n_1} Q_{n_1}}{q_{Tn_1}} = \frac{\eta_{0n_2} Q_{n_2}}{q_{Tn_2}} - \text{угловые скорости}$$

насосов;

$$M_{n_2} = \frac{\Delta p_{n_2} \cdot q_{Tn_2} \cdot \eta_{n_2}}{2\pi} - \text{момент, необходимый на привод}$$

второго насоса;

$$q_{Tn_2} = \frac{\pi d_{n_2}^2}{4} \cdot Z_{n_2} \cdot D_{n_2} \cdot \text{tg } \beta_{n_2} - \text{удельная подача второго}$$

насоса;

$$\delta_{\dot{a}} = \frac{\omega_{\dot{a}} \cdot r_{\dot{a}} - v_{\dot{a}}}{\omega_{\dot{a}} \cdot r_{\dot{a}}} - \text{безразмерная величина}$$

проскальзывания вальца относительно материала;

$$M_{\dot{a}} = M_{M_{\dot{a}}} = \frac{\Delta p_{M_{\dot{a}}} \cdot q_{TM_{\dot{a}}} \cdot \eta_{M_{\dot{a}}}}{2\pi}; \quad q_{TM_{\dot{a}}} = \frac{\pi d_{M_{\dot{a}}}^2}{4} \cdot Z_{M_{\dot{a}}} \cdot D_{M_{\dot{a}}} \cdot \text{tg } \beta_{M_{\dot{a}}};$$

$$\omega_{\dot{a}} = \omega_{M_{\dot{a}}} = \frac{\eta_{0M_{\dot{a}}} Q_{M_{\dot{a}}}}{q_{TM_{\dot{a}}}}; \quad \delta_{\dot{e}} = \frac{\omega_{\dot{e}} \cdot r_{\dot{e}} - v_{\dot{e}}}{\omega_{\dot{e}} \cdot r_{\dot{e}}};$$

$$M_{\dot{e}} = M_{M_{\dot{e}}} = \frac{\Delta p_{M_{\dot{e}}} \cdot q_{TM_{\dot{e}}} \cdot \eta_{M_{\dot{e}}}}{2\pi};$$

$$q_{TM_{\dot{e}}} = \frac{\pi d_{M_{\dot{e}}}^2}{4} \cdot Z_{M_{\dot{e}}} \cdot D_{M_{\dot{e}}} \cdot \text{tg } \beta_{M_{\dot{e}}};$$

Мгновенная секундная объемная производительность рубильно-измельчающего механизма в период измельчения материала:

$$q_{rub} = S_{window} \cdot h_b \cdot v_b; \quad M_{fr} = F_N \cdot f_{br} - \text{момент трения торца}$$

материала о межножевую поверхность барабана;

$$\bar{P}_\tau + \bar{P}_N = \bar{P}_{rez}; \quad p_{ud} = p(\alpha) \cdot a_\rho \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_t - \text{удельная, на}$$

единицу ширины S материала, сила резания;

$$a_\rho \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_t - \text{произведение поправочных коэффициентов, соответственно, на степень затупления ножей, на}$$

влажность древесной растительности, на случай использования мороженой древесины, на породу

древесной растительности.

$$P_{rez} = p_{ud} \cdot h_b \cdot s; \quad P_\tau = P_{rez} \cdot \cos \varepsilon; \quad P_N = P_{rez} \cdot \sin \varepsilon;$$

$$\dot{\alpha}_{str} = n_{nog} \cdot l_{chep} \cdot \omega_{16} - \text{скорость укорочения пачки древесной}$$

растительности в направлении подачи (рисунок 3 и 4);

$$l_{chep} = \frac{h_{chep} \cdot R}{\sqrt{R^2 - (A - h_b)^2}},$$

где l_{chep} , h_{chep} - длина и толщина получаемой щепы; n_{nog} - число ножей; остальные обозначения ясны из рисунка 4.

Объемная часовая производительность рубильно-измельчающего механизма учитывает структуру рабочего цикла и определяется из выражения

$$Q_{M_b} = \frac{k_{razr}}{T_u} \int_0^{T_u} n_{nog} \cdot l_{chep} \cdot \omega_{16} \cdot h_b \cdot s \cdot dt; \quad M_{\dot{a}} = P_\tau \cdot r_{nog};$$

Некоторые необходимые вспомогательные величины определяются из выражений (рисунок 4): $OD = A - h_b$;

$$\sin \varepsilon = \frac{OD}{R} = \frac{A - (h_b - \omega_{16} \cdot R \cdot t_{rez})}{R},$$

$$\text{при } \arcsin \frac{A}{R} > \varepsilon > \arcsin \frac{A - h_b}{R}; \quad h_b^* = h_b - \omega_b \cdot R \cdot t_{rez};$$

$$\cos \varepsilon = \frac{\sqrt{R^2 - (A - h_b)^2}}{R};$$

$$l_{chep} \approx h_{chep} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \frac{h_{chep} \cdot R}{\sqrt{R^2 - (A - h_{chep}^*)^2}};$$

$$\alpha + \beta + \varphi = \pi; \quad p_{ud} = p(\varepsilon) \cdot a_\rho \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_t;$$

$$P_{rez} = p_{ud} \cdot h_b \cdot s;$$

Для роторного метателя с радиальными лопастями, в первом приближении:

$$M_u = m_{sch} \cdot \omega_{15}^2 \cdot \frac{R_l + r_b}{2} \cdot f_{ir} \cdot R_l,$$

где m_{sch} - масса щепы, взаимодействующая с лопастями ротора метателя; r_b - радиус вала ротора метателя; R_l - радиус по концам лопастей метателя; f_{ir} - коэффициент трения материала щепы о лопасть метателя.

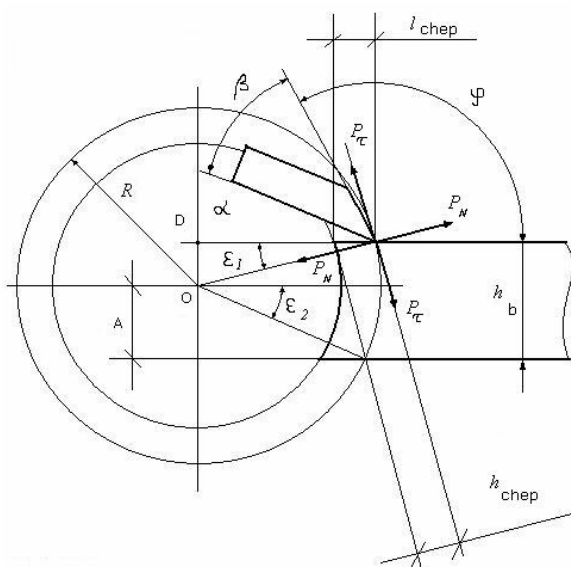


Рис. 4. Схема к определению параметров резания
Fig. 4. The scheme to definition of parameters of cutting

Решая совместно разработанные системы уравнений, получим полную информацию о движении комбайна в заданных условиях эксплуатации, о колебаниях маховых масс и динамических моментах в приводах всех активных рабочих органов, а также о параметрах случайных колебаний подсистем агрегата, при движении по неровностям опорной поверхности и динамических силовых факторах, в местах крепления колес, балансиров, кабины и груза, действующих на полурамы машин, что необходимо для прочностного расчета приводов активных рабочих органов и для оценки плавности хода комбайна.

4. Выводы

Разработанная механико-математическая модель уборочного комбайна для получения измельченной биомассы или топливной щепы из быстрорастущей

растительности позволяет выполнять многовариантный предпроектный параметрический анализ динамики ее рабочего процесса, с целью последующего выбора рациональных конструктивных и режимных параметров.

5. Литература

- [1] <http://reenergy.by/>
- [2] <http://www.ecomuseum.kz/dieret/biomass/biomass.html>
- [3] Тарасик В.П., 1997: Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. - Мн.: Дизайн ПРО. - 640 с.
- [4] Tajanowskij G., Atamanov J., Tanas W., - 2007: Imitating model of the agricultural tractor unit for research of dynamic loadings in transmission and smoothness of a motion. Teka commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VII, Lublin, 2007, page 225-235.
- [5] Опейко Ф.А., 1968: Торфяные машины. Мн.: Вышэйшая школа. 405 с.
- [6] Bogdan M., Tajanowskij G., 2000: Плавность хода и методика моделирования колебаний тракторных поездов. МЕХАНИКА 47. Zeszyty naukowe NR 228.
- [7] Pod redakcja Krasowskiego E., 2005: Kinematyka i dynamika agregatow maszynowych. Dzialy wybrane. Kopezyce Wyzsza Szkola Inzynieryjno-Ekonomiczna w Ropczykach.
- [8] Tajanowskij G., Tanas W., 2004: the Estimation of distribution of traction forces on wheels of multibridge traction means. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V6. Lublin.
- [9] Tajanowskij G., Tanas W., 2006: the Account of dynamics of fluctuations of a tractor in an estimation of his ability to connection of cargoes and loadings of bridges. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V8A.Lublin.
- [10] Часовской В.П., Лангазов В.Н., 2003: Гидравлика, гидромашин и гидроприводы сельскохозяйственной техники: Специальный курс. - Луганск: Знание. - 336 с.
- [11] Под ред. Гуськова В.В., 1987: Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Мн.: Выш. шк. - 310 с.