

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ  
МНОГООПЕРАЦИОННЫХ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

**Голякевич С. А., доц., к.т.н.**

Белорусский государственный технологический университет  
(Минск, Республика Беларусь), gsa@belstu.by

**ENERGY ASPECTS OF FUNCTIONING OF MULTI-OPERATIONAL  
LOGGING MACHINES**

**Golyakevich S.A., Assoc. Prof., PhD**

Belarussian State Technological University  
(Minsk, Republic of Belarus)

The work is devoted to the study of the efficiency of multi-operation forest machines. Results of estimation fuel efficiency of logging machines are given. As a criterion for assessing efficiency, the energy potential of productivity has been adopted. The efficiency of the hydraulic pumps of the drive is analyzed depending on their operation mode. The methods of performing operations for their duration.

Переход лесозаготовительного производства к механизированной технологии заготовки сортиментов привел к существенному росту себестоимости круглых лесоматериалов. Их структуру преимущественно составляют: балансовая стоимости самих машин, затраты на их ремонт, заработную плату операторов и энергетическое обеспечение машин. Доля затрат на энергетическое обеспечение в общей структуре себестоимости лесоматериалов на сплошных рубках главного пользования в хвойных древостоях при работе комплекса машин «харвестер + форвардер» в среднем составляет 46–63%. В условиях заболоченных, ветровальных, буреломных и низкобонитетных лесосек этот показатель часто превышает 65–70%. Удельный расход топлива у харвестеров [1], работающих на рубках главного пользования, варьируется в широком диапазоне: от 0,493–0,97 л/м<sup>3</sup> при работе в высокобонитетных хвойных древостоях с объемом ствола 0,75 – 1,35 м<sup>3</sup> до 1,745 – 2,87 л/м<sup>3</sup> при объеме ствола до 0,13 м<sup>3</sup>.

Зарубежные харвестеры, работающие в условиях Республики Беларусь показывают меньшую величину удельного расхода топлива, чем харвестеры производства ОАО «Амкодор». Так, в схожих условиях эксплуатации при объеме ствола сосны 0,3 – 0,49 м<sup>3</sup> удельный расход топлива харвестера Амкодор-2551 (с двигателем ММЗ Д260.9) составляет порядка 1,51 л/м<sup>3</sup>. В тех же условиях для харвестера Ponsse Ergo 8w (двигатель Mercedes-Benz OM906LA) – 0,847 л/м<sup>3</sup>, для Ponsse Beaver (Mercedes-Benz OM904LA) – 0,947 л/м<sup>3</sup>, для Silvatec-8266 (Mercedes-Benz OM906LA) – 1,348 л/м<sup>3</sup>, для Komatsu 901.4 (66СТА) – 0,652 л/м<sup>3</sup>, для HSM-405H2 8WD (IVECO–175 кВт) – 0,919 л/м<sup>3</sup>. Как видно, в схожих условиях эксплуатации расход топлива у харвестера Амкодор–2551 больше до 2,3 раза или до 0,885 л/м<sup>3</sup>. Экстраполируя данную величину на средний годовой объем заготовки одного лесхоза 70 – 120 тыс. м<sup>3</sup> получим перерасход топлива 61,95 – 106,2 тыс. л, что при цене дизельного топлива–1,23 руб/л составляет 76,2 – 130,6 тыс. руб.

Данные экспериментальных исследований указывают на значительные расхождения реальных величин расхода топлива с [1]. К примеру, для харвестера Амкодор-2551 в древостое с породным составом 8С2Е, средним объемом ствола сосны – 0,37 м<sup>3</sup>, ели – 0,31 м<sup>3</sup> экспериментально полученные топливные затраты при сплошнолесосечной рубке главного пользования составили 1,172 л/м<sup>3</sup> (согласно нормативу – 1,51 л/м<sup>3</sup>). Исследования проводились преимущественно равнинной территории с грунтами II типа. Перед началом исследования выполнены работы по расчистке лесосеки от тонкомерной-древесно-кустарниковой растительности.

Структура энергетического потребления многооперационных лесных машин существенно зависит от конструкции самой машины, параметров приводов ее рабочих органов и двигателя, условий эксплуатации и проведенных подготовительных работ на лесосеке, типов выполняемых операций и способов их реализации, скоростных и силовых режимов работы, навыков оператора и параметров систем управления. Основным источником энергии для многооперационных лесных машин являются двигатели внутреннего сгорания, которые устанавливаются в качестве общего источника для технологического оборудования и двигателя (харвестер, форвардер) либо по отдельности для данных потребителей (рубильные машины).

Существенным отличием лесных машин от техники иного назначения является высвобождение большого количества механической энергии при движении предмета труда в процессе направленной валки дерева, при торможении хлыста в процессе обрезки сучьев, при опускании манипулятора на погрузочно-разгрузочных операциях и т.д. Рекуперация данной механической энергии позволит в будущем существенно сократить энергетическое, а соответственно топливное потребление многооперационных машин. Исследования в данной области активно ведутся иностранными учеными и компаниями [2]. Так, в конструкцию современных манипуляторов для лесозаготовительной техники планомерно внедряются гидравлические рекуператоры. Однако, сейчас их основной задачей является обеспечение плавной работы манипулятора на пусковых режимах, особенно при одновременном задействовании двух и более гидравлических потребителей [3].

Значительное снижение удельного энергопотребления многооперационных машин также может быть достигнуто за счет использования адаптированных под конкретные условия эксплуатации способов и режимов выполнения операций. Весьма актуальна реализация согласованного регулирования режимов работы двигателя и гидропривода технологического оборудования. Важно реализовать систему автоматизированного регулирования величин давления и расхода в гидросистемах на основе единых исходных данных, о параметрах обрабатываемого предмета труда. При этом, получившие широкое распространение в сельскохозяйственной технике системы управления чувствительные к нагрузке (Load Sensing) и системы независимого от нагрузки распределения потока (LUDV flow sharing) не в полной степени соответствуют требованиям предъявляемым лесозаготовительными машинами и являются для них не достаточно прогрессивными.

Перспективным следует считать создание систем регулирования мощности привода технологического оборудования и трансмиссии с логикой управления, основанной на характеристиках условий движения и предмета труда (диаметр, длина выпиливаемого сортамента, количество участвующих в операции потребителей и др.). На современном этапе развития техники реализация такой системы возможна.

В настоящее время подобная система разрабатывается совместно сотрудниками ОАО «Амкодор» и Kesla GmbH. Ее общая концепция заключается в следующем. В зависимости от интервала диаметра обрабатываемого дерева проводится корректировка величины давления в гидроцилиндрах прижатия передних и задних (при их наличии) сучкорезных ножей и в гидромоторах подающих вальцов (рисунок 1).

В системе допустимо устанавливать только 3 величины ограничивающих диаметров, т.е. разбивать весь диапазон диаметров на 4 интервала для каждой из пород. Интервалы поддерживаемых в системе давлений указываются по средством соответствующего программного интерфейса в виде процентной величины относительно максимально допустимого давления гидравлической жидкости в подающей магистрали (рисунок 2).

При обработке дерева с диаметром менее указанного в строке Diameter range (рисунок 2) максимальные давления ограничиваются величинами указанными в столбце Min. Аналогично, при работе с деревьями, диаметром более максимально установленного, система не будет ограничивать величину давления. В иных диапазонах она будет регулироваться пропорционально между ограничивающими данный диапазон процентными показателями. Регулирование происходит за счет изменения подачи гидравлического насоса до уровня расхода на по-

требителях. Такой подход обеспечивает регулирование давления по кусочно-линейной функции, что достаточно для промышленного использования.

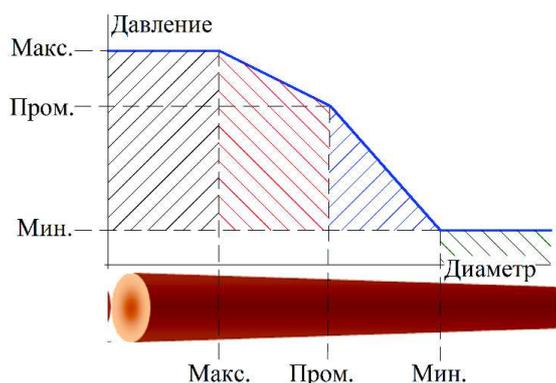


Рисунок 1 – Принципиальная схема логики регулирования давления

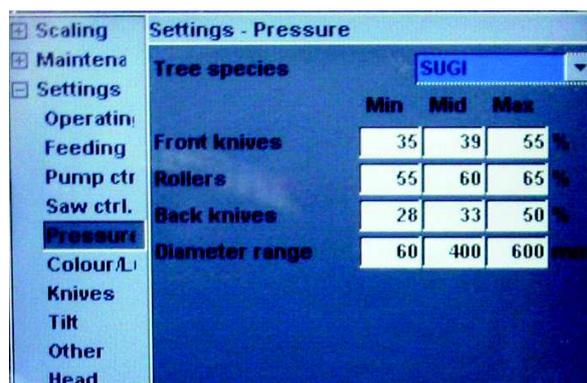


Рисунок 2 – Программный интерфейс системы управления давлением

Однако для эффективного функционирования такой системы необходимы выверенные данные регулирования режима работы привода каждого из потребителей. Решение о параметрах регулирования должно приниматься на основании анализа энергетического баланса машины работающей в различных условиях эксплуатации. Кроме того, рационально добиваться уровня снижения топлива не только за счет пропорционального регулирования гидронасоса, но и за счет выбора рациональных режимов работы двигателя с учетом КПД работы обоих агрегатов. Однако ни совместное ни раздельное регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя и подачи гидронасоса в настоящий момент не реализовано, поэтому перспективным направлением является разработка логики и систем совместного регулирования двигателя и гидронасоса.

**Методика проведения исследований.** Под эффективностью работы лесозаготовительной машины будем понимать наименьшую величину времени выполнения каждой операции приходящуюся на единицу КПД машины в целом, при соблюдении технологических, лесохозяйственных, экологических и эксплуатационных требований в заданных условиях работы. В этой связи первичной задачей исследования являлось определение КПД отдельных агрегатов привода технологического оборудования, КПД технологических операций и продолжительности их проведения.

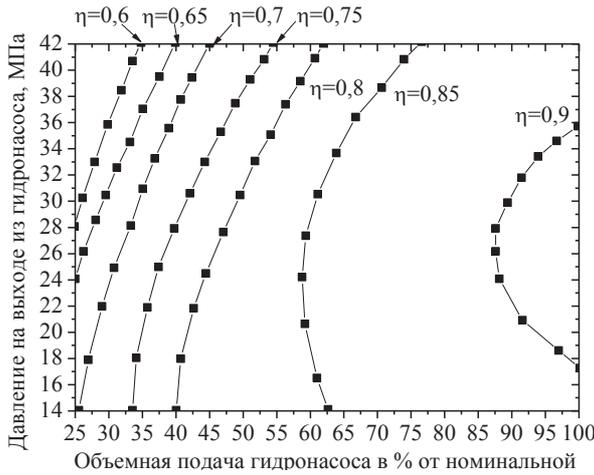
В процессе исследований анализировались режимы работы идеализированного привода технологического оборудования харвестера. В качестве допущений принято, что: гидравлические и механические потери мощности на участке между гидронасосом и исполнительными органами не зависят от режима работы привода и составляют 15% от потребляемой мощности; КПД гидравлического насоса зависит от давления в системе и его текущей объемной подачи (рисунок 3), а также от частоты вращения входного вала гидронасоса (рисунки 4, 5); изменение расхода топлива двигателя определяется его теоретическими кривыми нагрузочной и скоростной характеристик. Для определения энергетических затрат каждой из операций разработаны математические описания работы исполнительных механизмов технологического оборудования. Их анализ проведем на примере сравнения двух способов выполнения операции обрезки сучьев (рисунок 6): с прямой подачей дерева вальцами (1) и с дополнительным надвиганием харвестерной головки манипулятором (2).

Так, мощность  $N_{xr}(t)$  (Вт), требуемая для обрезки сучьев при подаче дерева вальцами в каждый момент времени  $t$  описывается выражением с ограничивающими неравенствами:

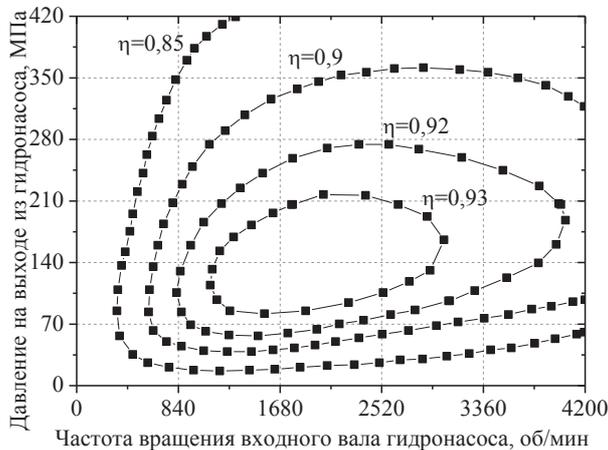
$$\left( m_{дер} \ddot{Z}_{17} + 0,5 \left( F_{ц} + F_{приж} + m_{дер} g \mu + F_{ц} \right) + \frac{m_{дер} g \left( k_{цг} H_{дер} - Z_{цг} \right)}{H_{цп} - Z_{17}} f_{цп} \right) \dot{Z}_{17} = N_{xr}(t);$$

$$N_{xr}(t) \leq N_{xr}^{max} \eta_{xr}; \ddot{Z}_{цг} \leq a_{цг}^{max}; \dot{Z}_{цг} \leq v_{цг}^{max}; Z_{17} \leq L_{сорт};$$

где  $Z_{17}$  – обобщенная координата перемещения дерева в момент времени  $t$  относительно харвестерной головки, м;  $L_{\text{сорт}}$  – длина выпиливаемого сортимента, м;  $\eta_{\text{хг}}$  – КПД привода валцов харвестерной головки;  $N_{\text{хг}}^{\text{max}}$  – мощность привода валцов харвестерной головки, Вт;  $N_{\text{хг}}(t)$  – потребляемая мощность привода валцов харвестерной головки в каждый момент времени, Вт;  $a_{\text{хг}}^{\text{max}}, v_{\text{хг}}^{\text{max}}$  – максимальное ускорение ( $\text{м/с}^2$ ) и максимальная скорость ( $\text{м/с}$ ) протаскивания дерева валцами;  $F_{\text{р}}, F_{\text{вол}}$  – силы резания сучьев и сопротивления волочению дерева, Н;  $F_{\text{приж}}$  – суммарное усилие прижатия валцов к обрабатываемому дереву, Н;  $\mu$  – коэффициент трения качения ствола по направляющему валцу;  $F_{\text{ц}}$  – сила сопротивления вращению валцов в цапфах, Н;  $f_{\text{кр}}$  – коэффициент сопротивления волочению кроны;  $k_{\text{цт}}$  – коэффициент, который определяется соотношением между высотой дерева  $H_{\text{дер}}$  (м) и высотой положения его центра тяжести.



**Рисунок 3 – Зависимость КПД насоса от объемной подачи и давления в гидросистеме. Частота вращения входного вала – 2800 об/мин**

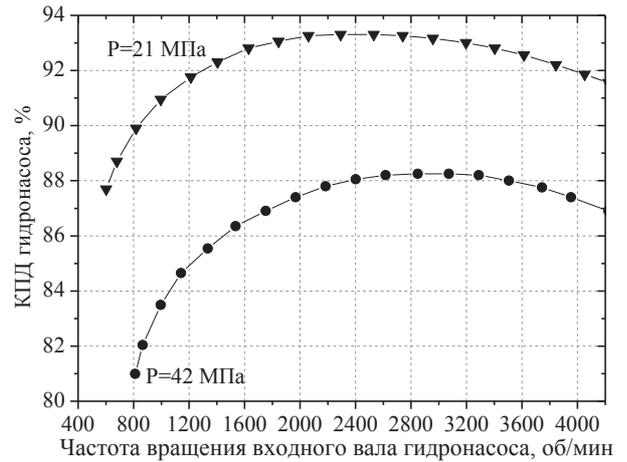


**Рисунок 5 – Зависимость КПД гидравлического насоса от частоты вращения его входного вала и давления в гидросистеме. Полная объемная подача**

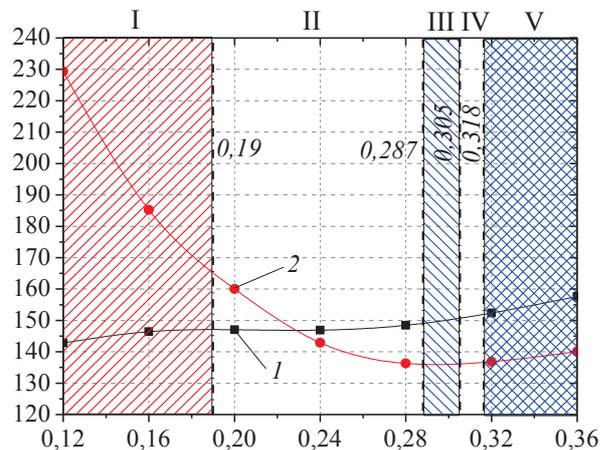
Мощность  $N_{\text{хг}}(t)$  (Вт), потребляемая харвестерной головкой при использовании совмещения работы с манипулятором определяется выражением с учетом ограничений:

$$\left( m_{\Gamma} \ddot{Z}_{17} + 0,5 \left( F_{\text{р}} + \left( F_{\text{приж}} + m_{\text{дер}} g \left( \mu + F_{\text{ц}} \right) \right) - F_{\text{ман}} \right) \dot{Z}_{17} = N_{\text{хг}}(t); \right.$$

$$N_{\text{хг}}(t) \leq N_{\text{хг}}^{\text{max}} \eta_{\text{хг}}; \ddot{Z}_{17} \leq a_{\text{хг}}^{\text{max}}; \dot{Z}_{17} \leq v_{\text{хг}}^{\text{max}}; Z_{17} \leq L_{\text{сорт}};$$



**Рисунок 4 – Зависимость КПД гидравлического насоса от частоты вращения его входного вала. Полная объемная подача**



**Рисунок 6 – Оценка эффективности операции обрезки сучьев по величине ЭПП**

где  $F_{\text{ман}}$  – горизонтальная сила, действующая на харвестерную головку со стороны манипулятора, Н;  $\eta_{\text{хг}}$  – коэффициент полезного действия (КПД) привода харвестерной головки;  $m_{\text{г}}$  – масса рабочего органа харвестера, кг.

В случае протаскивания дерева с указанным совмещением, усилие волочения  $F_{\text{вол}}$  (Н) не влияет на общее усилие протаскивания, но ограничивает область возможного использования такого способа. Для его осуществления в каждый момент времени  $t$  поворота манипулятора должно обеспечиваться горизонтальное усилие натяжения подвесной скобы харвестерной головки  $F_{\text{ман}}$  удовлетворяющее условию  $-F_{\text{вол}} \leq F_{\text{ман}} \leq F_{\text{вол}}$ . При этом потребляемая приводом механизма поворота манипулятора мощность  $N_{\text{пов.ман}}(t)$  в каждый момент времени определяется выражением с учетом ограничений:

$$N_{\text{пов.ман}}(t) \leq N_{\text{пов.ман}}^{\text{max}} \eta_{\text{пов.ман}} \cdot \left( I_5 \frac{\ddot{Z}_{17}}{l_{\text{г}}} + M_{\text{сопр}} + F_{\text{ман}} l_{\text{г}} \right) \frac{\dot{Z}_{17}}{l_{\text{г}}} = N_{\text{пов.ман}}(t);$$

$$N_{\text{пов.ман}}(t) \leq N_{\text{пов.ман}}^{\text{max}} \eta_{\text{пов.ман}} \cdot \frac{\ddot{Z}_{17}}{l_{\text{г}}} \leq \varepsilon_{\text{ман}}^{\text{max}} \cdot \frac{\dot{Z}_{17}}{l_{\text{г}}} = \dot{Z}_{16} \leq \omega_{\text{ман}}^{\text{max}} \cdot Z_{17} = \sqrt{2l_{\text{г}}(1 - \cos(Z_{16}))} \leq L_{\text{сопр}},$$

где  $\varepsilon_{\text{ман}}^{\text{max}}$ ,  $\omega_{\text{ман}}^{\text{max}}$  – максимально допускаемые угловое ускорение ( $\text{рад}/\text{с}^2$ ) и угловая скорость ( $\text{рад}/\text{с}$ ) движения манипулятора;  $N_{\text{пов.ман}}^{\text{max}}$  – максимальная мощность привода поворота манипулятора, Вт;  $Z_{16}$  – обобщенная координата угла поворота стрелы манипулятора в горизонтальной плоскости, рад;  $N_{\text{пов.ман}}(t)$  – используемая в момент времени  $t$  мощность привода поворота манипулятора, Вт;  $M_{\text{сопр}}$  – момент сопротивления повороту манипулятора в конструкции его опоры, Н·м;  $\eta_{\text{пов.ман}}$  – КПД привода поворота манипулятора;  $I_5$  – момент инерции поворота манипулятора ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ) при вылете манипулятора  $l_{\text{г}}$  (м).

**Результаты.** Анализируя результаты моделирования (рис. 6) следует отметить, что обрезка сучьев с деревьев в сосновых древостоях при  $d_{1,3}$  до 0,19 м (рис.6 область I) характеризуется возможностью использования только прямого способа подачи дерева вальцами на сучкорезные ножи, что связано с малой массой предмета труда. В сосновых древостоях с  $d_{1,3}$  от 0,19 м до 0,287 м (область II) возможно использовать оба рассматриваемых способа. Однако эффективность применения способа с совмещением в древостоях с  $d_{1,3}$  до 0,225 м до 8-11% ниже, чем при выполнении операции без совмещения, что обусловлено необходимостью повторного перемещения дерева к месту раскряжевки после выполнения операции таким способами, и увеличивает продолжительности обработки одного дерева на 4–7 с. Проведение операции обрезки сучьев в сосновых древостоях с  $d_{1,3}$  более 0,287 м при использовании способа с непосредственной подачей дерева вальцами не возможно по причине недостаточного тягового усилия протаскивающих вальцов (до 23 кН). При этом применение способа обрезки сучьев с дополнительной подачей харвестерной головки манипулятором возможно до  $d_{1,3} = 0,32$  м. При анализе способа с дополнительной подачей головки манипулятором рассматривался случай, при котором тяговое усилие манипулятора составляет 75% от силы сопротивления волочению кроны дерева. Поэтому в случае выполнения обрезки сучьев таким способом максимальный обрабатываемый диаметр дерева  $d_{1,3}$  может быть увеличен за счет большего усилия подачи манипулятором, но не более силы сопротивления волочению кроны дерева.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы расхода топлива на многооперационную лесозаготовительную технику в организациях министерства лесного хозяйства и рекомендации по их применению // Минск, 2011, 50 с.
2. Голякевич С. А. Анализ эксплуатационных режимов работы многооперационных лесозаготовительных машин//Труды БГТУ. 2013. № 2: Лесная и деревообработ. промышленность. С. 72-78.
3. Gellerstedt, S. Operation of the Single-Grip Harvester: Motor-Sensory and Cognitive Work / S. Gellerstedt / J. of Forest Engineering. – 2002. – Vol. 13, № 2. – P. 45 – 47.