

А. А. Федоров, А. И. Эпштейн

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО СПОСОБА ТРЕЛЕВКИ ЛЕСА¹

Как известно, существующим способам трелевки леса присущи многочисленные недостатки, главными из которых являются малые скорости и рейсовые нагрузки, короткие расстояния, разрушения волоков, загрязнение, потери древесины и др.

В работах [1, 2] нами кратко освещены результаты экспериментальных исследований существующих и нового, предложенного автором статьи, метода, обеспечивающего исключение перечисленных недостатков, значительное повышение производительности и, что не менее важно, рационализацию технологии заготовки древесины в направлении снижения затрат на строительство усов и веток.

С целью изучения предлагаемого метода производственная проверка была произведена в Лесотехнической академии, на Онежском тракторном заводе, в Московском лесотехническом институте и в настоящее время Ленинградским отделением Оргэнергостроя Министерства энергетики и электрификации изготовлена лесозаготовительная машина типа комбайна, использующая указанный способ транспортировки стволов деревьев, срезаемых и укладываемых "на себя" самой машиной.

Главной особенностью предлагаемого метода является транспортировка пакета стволов деревьев на самой машине, исключая их волочение по лесосеке, присущее существующим методам трелевки (рис. 1).

Тракторы общепромышленного назначения и трелевочные на лесозаготовках используются как тяговые или тягово-грузонесущие с сохранением, однако, значительной "крюковой" силы тяги, необходимой для преодоления сопротивлений движению волочащейся части пакета стволов.

¹В тексте принято именовать транспортировку стволов деревьев по новому способу — подвозкой.

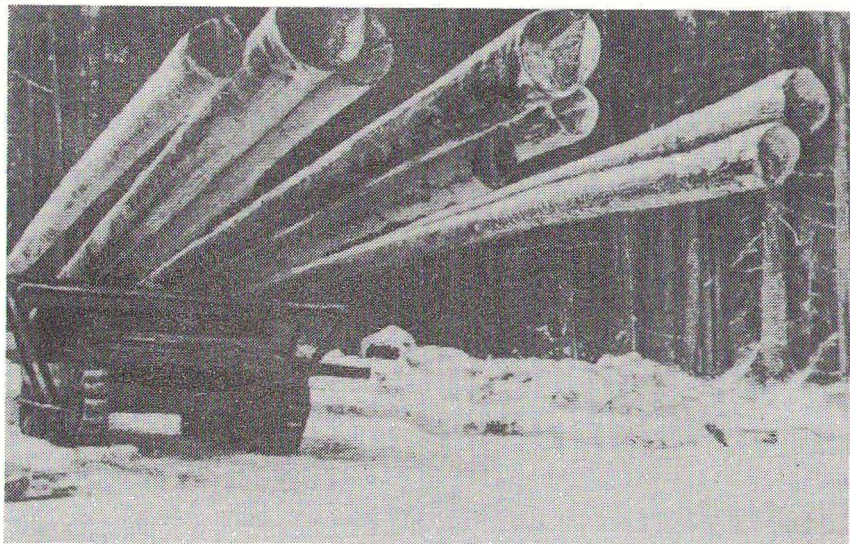
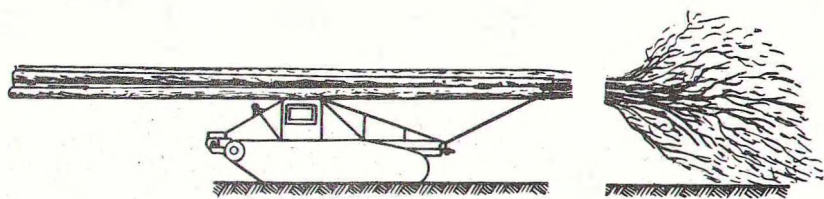


Рис. 1. Схема и общий вид опытной машины со стволами деревьев, подготавливаемых к транспортировке предлагаемым методом.

В предлагаемом случае "крюковая" сила тяги или исключается полностью, или снижается до минимума за счет приближения центра тяжести пакета в зону центра тяжести машины.

В работе [2] приводятся опытные данные, характеризующие очевидные преимущества нового метода по удельной тяге и ряду других показателей. В ней отмечается, что для трелевочных машин важным является также повышение тягового к.п.д. В составе этого показателя имеются составляющие, зависящие от способа трелевки, в частности от потери мощности в ходовой системе. К.п.д. ходовой системы в свою очередь, как известно, является слагаемым из ряда показателей, непосредственным образом связанных с характером приложения к трелевочной машине внешних сил от транспортируемого пакета.

Рассмотрим эти слагаемые

$$\Delta_{\text{х.с}} = \Delta_{\text{Г}} + \Delta_{\text{Г0}} + \Delta_{\text{н}} + \Delta_{\text{б}} .$$

Здесь представлены относительные потери мощности, затрачиваемые на: $\Delta_{\text{Г}}$ — перекачивание самой машины по беговым дорожкам гусениц; $\Delta_{\text{Г0}}$ — перекачивание в гусеничном обводе, включая и зацепление гусениц с ведущими колесами; $\Delta_{\text{н}}$ — прессование грунта гусеницами; $\Delta_{\text{б}}$ — на буксование гусениц.

Обычно потери $\Delta_{\text{Г}}$ и $\Delta_{\text{н}}$ объединяют в один показатель, но здесь для определения влияния способа трелевки на потери $\Delta_{\text{н}}$ они рассматриваются раздельно.

При определении потерь $\Delta_{\text{Г}}$ следует исходить из того, что коэффициент сопротивления равномерного качения стальных катков по гусенице равен 0,010—0,011, а обрезиненных — 0,011—0,014² [3].

Потери мощности в гусеничном упругом обводе, исключая потери в зацеплении гусениц с ведущими колесами, согласно [4], определяются по следующему уравнению:

$$N_{\text{Г0}} = \frac{Z v_0}{2} \left(\mu^{\text{III}} K + \frac{G}{4g} c v_0^2 \right) \sum \frac{1}{R_i^2} ,$$

где Z — шаг гусеничной цепи; v_0 — относительная скорость гусеничного обвода; μ^{III} — коэффициент, характеризующий потери на гистерезис в обрезиненных шарнирах гусениц; G — вес гусеничного звена; c — масса, учитывающая удар звеньев об обвод колеса; K — жесткость обрезиненного гусеничного шарнира; R_i — радиус к i -ой дуговой ветви, определяемый по радиусу вписанной окружности или по радиусу колеса.

Потери мощности на буксование определяются расчетно-экспериментальным путем

$$N_{\text{б}} = (N_{\text{к}} - N_{\text{Г0}}) \delta ,$$

где $N_{\text{к}}$ — мощность, подводимая к ведущим колесам; δ — буксование гусениц.

² Исследования проводились на машине с упругим цепным обводом.

Потери мощности на деформацию грунта найдем по следующей зависимости:

$$N_n = N_{x.c} - (N_G + N_{ro} + N_\delta).$$

Общие относительные потери в ходовой системе определяются экспериментально замером мощности на перемещение груза и мощности на ведущих колесах

$$\Delta_{x.c} = 1 - \eta_{x.c} = 1 - \frac{N_{x.l}}{N_k} = \frac{N_k - N_{x.l}}{N_k} = \frac{N_{x.c}}{N_k}.$$

Таким образом

$$\Delta_{x.c} = \frac{N_G + N_{ro} + N_n + N_\delta}{N_k}.$$

Далее рассмотрим в общем виде закономерности изменения коэффициента $\eta_{x.c}$ в зависимости от веса транспортируемого пакета для всех трех способов трелевки.

А. Трелевка волоком. Для всех случаев мощность на ведущих колесах трелевочных машин складывается из двух составляющих — мощности на передвижение самой машины и мощности на перемещение пакета стволов. Для первого варианта это запишется так:

$$N_k^I = G_T f_T + Q_B f_B.$$

К.п.д. ходовой системы для этого случая можно представить следующим образом:

$$\eta_{x.c}^I = \frac{N_k - G_T f_T V_p}{N_k} = \frac{Q_B f_B V_p}{P_k V_T} = \eta_{f_T} \eta_B,$$

где G_T — вес тягача; f_T — коэффициент сопротивления движению тягача; Q_B — вес пакета стволов; V_p — рабочая скорость; f_B — коэффициент сопротивления волочению стволов; V_T — теоретическая скорость; η_{f_T} — к.п.д. ходовой системы без учета буксования; η_B — к.п.д. буксования.

Коэффициент η_{f_T} можно представить как отношение силы тяги, затрачиваемой на перемещение стволов (T_a), к общей суммарной силе тяги, т.е.

$$\eta_{f_T} = \frac{P_a}{P_k} = \frac{Q_B f_B}{G_T f_T + Q_B f_B}$$

Считая условно, что в зоне допуссаемого буксования

$$\delta = a \frac{P_k}{G_T} ,$$

запишем

$$G = a \frac{G_T f_T + Q_B f_B}{G_T}$$

или

$$\eta \delta = 1 - \delta = 1 - a \frac{G_T f_T + Q_B f_B}{G_T} .$$

На основе приведенных уравнений получим

$$\eta_{x.c}^I = \frac{Q_B f_B}{G_T f_T + Q_B f_B} \left[1 - \frac{G_T f_T + Q_B f_B}{G_T} \right]$$

или в окончательном виде

$$\eta_{x.c}^I = \frac{Q_B f_B}{G_T f_T Q_B f_B} - \frac{Q_B f_B}{G_T} .$$

Б. Трелевка полупогруженным способом. По аналогии с предыдущим, но учитывая, что при этом способе часть пакета транспортируется на самой машине, найдем

$$\begin{aligned} \eta_{x.c} &= \frac{(G_T f_T + Q_B f_B) \sqrt{P}}{P_k \sqrt{G_T}} = \frac{P_k - G_T f_T}{P_k} \eta \delta = \\ &= 1 - \frac{G_T f_T}{P_k} \eta \delta = 1 - \frac{G_T f_T}{G_T f_T + Q_T f_T + Q_B f_B} \eta \delta \\ &= 1 - \frac{G_T f_T}{(G_T + Q_T) f_T + Q_B f_B} \eta \delta . \end{aligned}$$

К.п.д. буксования найдем также по аналогии с первым вариантом

$$\eta \delta = 1 - a \frac{(G_T + Q_T) f_T + Q_B f_B}{G_T + Q_T} .$$

Подставляя значение $\eta \delta$ в ранее полученную формулу

$$\eta_{x.c}^{II} = \left[1 - \frac{G_T f_T}{(G_T + Q_T) f_T + Q_B f_B} \right] \left[1 - a \frac{(G_T + Q_T) f_T + Q_B f_B}{G_T + Q_T} \right]$$

или после преобразования, получим в окончательном виде

$$\eta_{x.c}^{II} = 1 - a \frac{(G_T + Q_T) f_T + Q_B f_B}{G_T + Q_T} - \frac{G_T f_T}{(G_T + Q_T) f_T} + \frac{G_T f_T}{G_T + Q_T} .$$

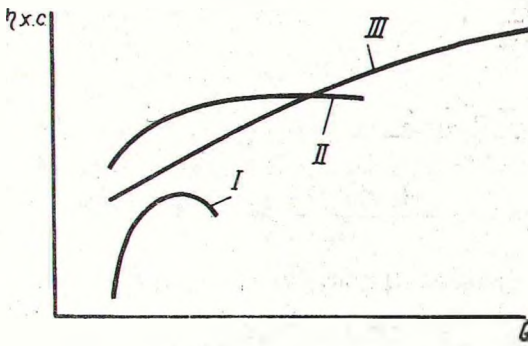


Рис. 2. График зависимости к.п.д. ходовой системы от веса транспортируемого пакета:
 I — трелевка волоком;
 II — трелевка полупогруженным способом; III — подвозка новым методом.

В. Подвозка по новому способу. Учитывая, что в этом случае $Q_0 f_0 = 0$, из ранее полученной формулы найдем

$$\eta_{х.с.}^{\text{III}} = 1 - \frac{(G_T + Q_T) f_T}{G_T + Q_T} - \frac{G_T f_T}{(G_T + Q_T) f_T} + \frac{G_T f_T}{G_T Q_T}$$

Для иллюстрации закономерностей изменения показателя $\eta_{х.с.}$ для всех трех случаев в зависимости от величины транспортируемого пакета на рис. 2 приведен график³, из которого следует, что для первого способа трелевки имеются определенные значения рейсовых нагрузок, при которых $\eta_{х.с.}$ становится оптимальным.

Уменьшение или увеличение нагрузки от указанной величины ухудшает этот показатель. Максимум значения $\eta_{х.с.}^{\text{I}}$ в сравнении с кривой $\eta_{х.с.}^{\text{II}}$ располагается намного ниже. Второй способ трелевки значительно выгоднее первого, но он также имеет ограничение по $\eta_{х.с.}^{\text{II}}$, причем это ограничение⁵ наступает в зоне сравнительно небольших рейсовых нагрузок (близких к паспортным).

По третьему способу $\eta_{х.с.}^{\text{III}}$ при малых рейсовых нагрузках находится ниже, чем $\eta_{х.с.}^{\text{II}}$, но общая закономерность его изменения другая, и он возрастает по мере увеличения нагрузок, что является свидетельством его более высокой рациональности в сравнении с двумя другими способами.

³ В общем виде на примере трактора ТДТ-75.

⁴ Оно находится в пределах 0,40.

⁵ Не превышая 0,60.

На графике обращает на себя внимание укорочение кривых с переходом от третьего к первому способу. Это свидетельствует о том, что у второго и первого способов имеются ограничения по сцеплению, что крайне нежелательно для таких условий, в которых работают трелевочные тракторы.

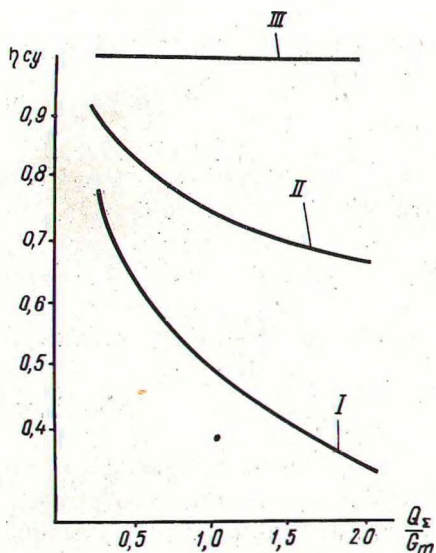
С целью уточнения этого важного вопроса нами в отличие от общеизвестного показателя предлагается оценивать сцепные качества трелевочных машин по следующему показателю:

$$\eta_{сц} = \frac{G_T + Q_T}{G_T + Q_{\Sigma}}$$

где G_T — вес тягача; Q_T — доля веса пакета, транспортируемого на тягаче; Q_{Σ} — общий вес пакета.

Изменение коэффициента сцепления в зависимости от отношения общего веса пакета к весу тягача иллюстрируется графиком, приведенным на рис.3.

Рис.3. График зависимости коэффициента сцепления трелевочных гусеничных машин от соотношения веса пакета к весу трактора: I — трелевка волоком; II — трелевка полупогруженным способом; III — подвозка новым методом.



Из графика видно, что при трелевке по первому варианту показатель сцепления по мере увеличения веса пакета стволов резко снижается. У второго варианта он также интенсивно снижается с некоторым замедлением в зоне больших нагрузок.

Для третьего способа во всем диапазоне нагрузок $\eta_{сц} = 1,0$.

В заключение сопоставим рассматриваемые способы трелевки (подвозки) по производительности.

Во всех случаях производительность определяется двумя параметрами

$$W_i = Q V_p .$$

Для первого способа, принимая во внимание, что

$$Q_\theta f_\theta = P \quad \text{и} \quad Q_\theta = \frac{P_\theta}{f_\theta} ,$$

производительность запишем как

$$W_i = \frac{P_v}{f_\theta} V_p = \frac{Q_\theta f_\theta}{f_\theta} V_p .$$

Учитывая, что

$$\eta_{\text{х.с}}^i = \frac{Q_\theta f_\theta V_p}{P_k V_T} = \frac{Q_\theta f_\theta}{P_k} \eta_\theta ,$$

и далее, определяя из последнего зависимости

$$Q_\theta f_\theta = \frac{\eta_{\text{х.с}}^i P_k V_p}{\eta_\theta} ,$$

после подстановки значения $Q_\theta f_\theta$ в ранее полученную формулу найдем

$$W_i = \frac{\eta_{\text{х.с}}^i P_k V_p}{f_\theta \eta_\theta} .$$

Заменяя $\frac{V_p}{\eta_\theta} = V_T$, найдем в общем виде окончательно

$$W = \frac{N_k \eta_{\text{х.с}}}{f} ,$$

т.е. теоретическая производительность определяется мощностью, подводимой к ведущим колесам, к.п.д. ходовой системы и коэффициентом сопротивления перемещению груза.

Для этого случая коэффициент записывается как отношение

$$f^{\text{II}} = \frac{Q_T f_T + Q_\Sigma f_\Sigma}{Q_\Sigma} .$$

Как показали экспериментальные данные исследования, рассматриваемые коэффициенты для сравниваемых вариантов между собой находятся примерно в такой зависимости

$$f^I : f^{II} : f^{III} = 3 : 2 : 1 .$$

Поэтому и теоретическая производительность трелевочных машин, осуществляющих транспортировку стволов деревьями тремя рассмотренными способами, будет находиться в таких же соотношениях, а с учетом к.п.д. ходовых систем в последнем варианте она будет превосходить первый вариант более чем в три раза, а второй (в зоне больших нагрузок) — более чем в два раза при равных затратах мощности на ведущих органах машин.

Л и т е р а т у р а

1. Федоров А.А. Совершенствование подвозки леса гусеничными машинами. Известия высших учебных заведений.—Лесной журнал, 1960, №3. 2. Федоров А.А. Экспериментально-теоретическое определение сопротивлений движению хлыстов и гусеничной машины при различных способах трелевки.—Тр.ЛТА, №92, 1961. 3. Михайловский Е., Цимбалин В. Теория трактора и автомобиля. М., 1960. 4. Антонов А.С. Теория гусеничного двигателя. М., 1949.