

О. С. Бурмейстер

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА СПЛОТНОЙ МАШИНЫ БЛТИ-1

Наряду с молевым сплавом по малым рекам осуществляется сплав плотами из малогабаритных пучков и однорядных сплотночных единиц. В целях механизации сплотночных работ для сплотночки хвойных и плодучих лиственных пород в однорядные сплотночные единицы в 1963 г. был изготовлен опытный образец машины БЛТИ-1, на котором установлен дизельный двигатель мощностью 50 л. с. Как показали заводские и производственные испытания, принятая мощность двигателя значительно завышена. Приближенные подсчеты показали, что потребная мощность двигателя составляет около 25 л. с. Поэтому на выпущенной малой серии машин был установлен дизельный двигатель марки ЗР4 мощностью 24 л. с. Эксплуатация этих машин в Белоруссии и в РСФСР показала, что принятая мощность двигателя достаточна. Однако для окончательного решения вопроса о величине необходимой мощности двигателя потребовалось более тщательное изучение. Актуальность поставленной цели усиливается тем, что разработана новая сплотночная машина БТИ-2, опытный образец которой в настоящее время изготавливается. В связи с этим кафедрой водного транспорта леса и гидравлики были проведены лабораторные и натурные исследования по изучению сопротивления движению бревен на поверхности воды и под водой по определению затрат энергии в отдельных узлах машины и т. д.

Для определения сопротивления движению одиночного бревна, расположенного поперек потока, использована формула [1]

$$R = 45LTv^2,$$

где L — длина бревна, м;

T — осадка, м;

v — относительная скорость движения бревна, м/сек.

Для поперечного ряда бревен (щети):

$$R_{\text{щ}} = (\xi LT + fnLd)v_0^2,$$

где $R_{\text{щ}}$ — сопротивление воды движению бревен, кг;

d — диаметр бревна, м;

v_0 — скорость бревна относительно воды, м/сек;

n — число бревен;

f — коэффициент сопротивления трения, равный 1,25 кг·сек²/м⁴;

ξ — коэффициент сопротивления давлению, зависящий от числа бревен, кг·сек²/м⁴:

n	1	2	3	5	10	20
ξ	45	30	25	22	21	20

Получены зависимости сил сопротивления воды движению бревен от их размеров и скорости движения. По этим зависимостям могут быть определены усилия, которые должны развивать рабочие органы машины при подаче бревен к вяжущему механизму и при продвижении щети.

Кроме этого, изучались усилия, необходимые для выполнения других операций, связанных со сплоткой: всплытие бревна, проталкивание плота, движение проволоки по направляющему механизму (рогу), обвязка бревна проволокой и сжатие щети.

При определенном положении рабочих органов машины (в частности, утопителя) бревно после затопления на определенную глубину предостается самому себе, после чего оно свободно всплывает на поверхность воды. Определяющими величинами скорости и времени всплытия являются диаметр и объемный вес бревна.

Изучение скорости всплытия дает основание рекомендовать формулу В. Я. Харитоновна [2]

$$v = 3,92 \sqrt{\frac{d}{\xi} \left(1 - \frac{\gamma}{\gamma_0}\right)},$$

где ξ — коэффициент сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса и удлинения $\lambda = \frac{l}{d}$; по данным исследований ЦНИИЛесосплава буксировки бревна в направлении, нормальной его продольной оси, ξ можно принять равным единице;

d — диаметр бревна, м;

γ — объемный вес бревна, н/м³;

γ_0 — удельный вес воды, н/м³.

Время всплытия бревна определим из зависимости

$$v = \frac{h}{t},$$

откуда

$$t = 0,255 h \sqrt{\frac{\xi}{d \left(1 - \frac{\gamma}{\gamma_0}\right)}},$$

где t — время всплытия, сек;

h — глубина всплытия, м.

Одним из неизученных оказался вопрос затраты энергии вяжущим механизмом, который состоит из навивающего механизма — мотыля и направляющего — рога.

Основное назначение мотыля — навивать спираль из проволоки вокруг ромжины. Когда в процессе навивки подается под ромжину бревно, то оно очередным витком спирали будет привязано к ромжине. На мотыле машины БЛТИ-1 не имеется приспособлений, которые бы предотвращали зацепление проволоки за неровности привязываемого бревна. На опытном экземпляре машины для этого служил направляющий механизм, который представлял собой металлический стержень, изогнутой по форме рога, имеющий возможность вращаться вокруг оси, укрепленной на консоли под водой. Подводное расположение рога приводило к частым задержкам в работе машины (пришивка рога проволокой, удары рога о бревно, деформация консоли и др.) и в то же время такое же расположение направляющего механизма затрудняло производство

ремонта и ликвидацию возникших задержек, вследствие чего производительность сплочной машины значительно снижалась.

С целью ликвидации указанных задержек кафедрой водного транспорта леса и гидравлики БТИ им. С. М. Кирова была разработана, изготовлена и испытана конструкция направляющего механизма с верхним расположением рога (авторское свидетельство № 193351 за 1967 г.). Однако, выбор формы рога потребовал специальных исследований (рис. 1), что дало возможность ликвидировать выявившиеся недостатки направляющего механизма и беспрепятственно сплавивать бревна различных диаметров.

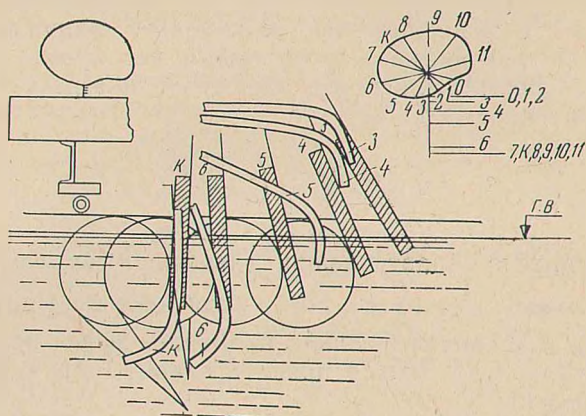


Рис. 1. Кинематическая схема направляющего механизма.

Так, в 1967 г. было проведено изучение взаимодействия рога с бревном и встречи проволоки мотыля с рогом при помощи кинематического анализа. В результате проделанной работы стало возможным осуществлять привязку бревен диаметром до 60 см, уменьшать до минимума простои машины по техническим причинам и увеличивать ее производительность.

Для определения энергетического баланса сплочной машины БЛТИ-1 были рассмотрены два метода его подсчета. Первый метод — определение энергетических затрат по отдельным их видам (трение, собственный вес деталей, к. п. д. передач, продвижение бревен в машине и др.), второй — определение энергетических затрат по основным узлам машины (затапливающий и подающий механизм, механизм тормоза, навивающий механизм и др.).

Произведенные предварительные подсчеты показали, что наиболее удобным является второй метод, дающий возможность делать подсчет мощности непосредственно в производственных условиях без специальных дополнительных измерений затрат. При этом предусмотрено построение графиков затрат мощности по каждому узлу и их графическое суммирование в функции от оборота машины. Для построения графиков потребовалось вычерчивание кинематики основных узлов машины в масштабе 1 : 10 для 15 положений рабочих органов утопителя, толкателя, вяжущего аппарата — мотыля и тормоза (рис. 2), изучение характера движения и определение скорости движения характерных точек их.

Механизмы сплочной машины совершают следующие движения: подтапливания и вяжущий — вращательное круговое, подачи бревна за

упоры машины — колебательное, прижатия щети (тормоз) — прямолинейное возвратно-поступательное. Для определения скорости движения отдельных точек механизма использован графический метод построения планов скоростей, который, как известно, основан на законах плоско-параллельного движения. При графическом построении плана скоростей учитывались свойства мгновенного центра. Из этого следует, что скорости всех точек механизма таковы по величине и направлению, как если бы механизм вращался в данный момент времени вокруг мгновенного центра скоростей с некоторой угловой скоростью ω , т. е. $v = \omega \cdot b$,

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

где n — число оборотов в минуту;

b — линейный размер от мгновенного центра до искомой точки.

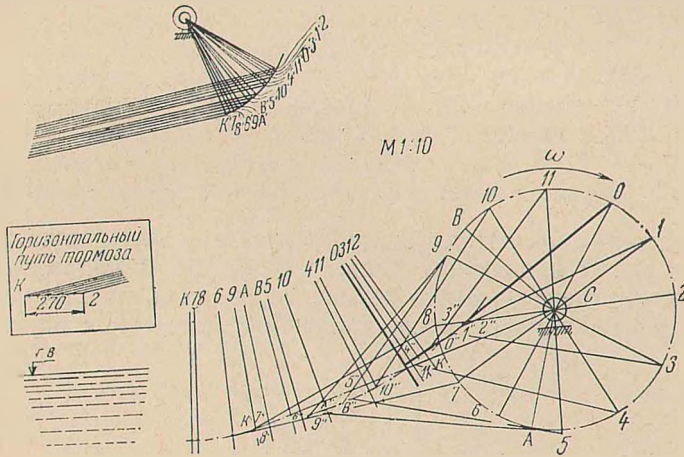


Рис. 2. План подтапливающего и подающего механизма с тормозом.

Далее рассмотрим механизм подтапливания (см. рис. 2). Скорость точки O : $v_0 = \omega \cdot OC$

Вектор скорости v_0 направлен перпендикулярно к кривошипу OC . Точка O'' связана с точкой O , находящейся в переносном движении. Следовательно, скорость абсолютного движения точки O'' равна геометрической сумме скорости переносного движения точки O и относительной точки O'' по отношению к точке O [3]:

$$\vec{v}_0 = \vec{v}_{\text{пер}} + \vec{v}_{\text{отн}}$$

Но $v_{\text{пер}} = v_0$, а $v_{\text{отн}} = v_{00''}$, поэтому $\vec{v}_{00''} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{00''}$.

Геометрическое сложение векторов скоростей для 15 положений механизма неудобно, так как векторные многоугольники скоростей различных точек механизма будут налагаться друг на друга, векторы будут пересекаться и возникнут затруднения при чтении, расшифровке таких многоугольников и определении по ним скоростей. Это вызвало необходимость построения планов скоростей для всех положений механизма точек: $O'; 1'; 2'$ и т. д.; $O''; 1''; 2''$ и т. д.: $O_1; 1_1; 2_1$ и т. д. По плану

скоростей построены графики изменения скорости для толкателя, шарнира тяги тормоза, тормоза и плота. Как следствие, из графиков получен график изменения скорости скольжения тормоза по плоту (рис. 3). По этому графику можно судить о нерациональной затрате мощности двигателя машины на скольжение тормоза по плоту при подаче очередного бревна за упоры машины. Например, скорость скольжения для 6-го положения достигает значительной величины — порядка 0,27 м/сек — по сравнению со скоростью обратного хода.

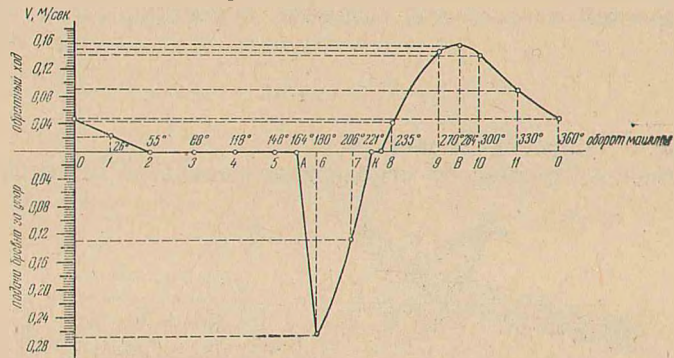


Рис. 3. График изменения скорости скольжения тормоза по плоту.

При движении толкателя в крайнее заднее положение (обратный ход) первое время происходит прижатие плота к поданному за упор бревну, а затем трение — скольжение деревянной решетки тормоза о плот. При дальнейшем вращении кривошипа, а вместе с ним и утопите-

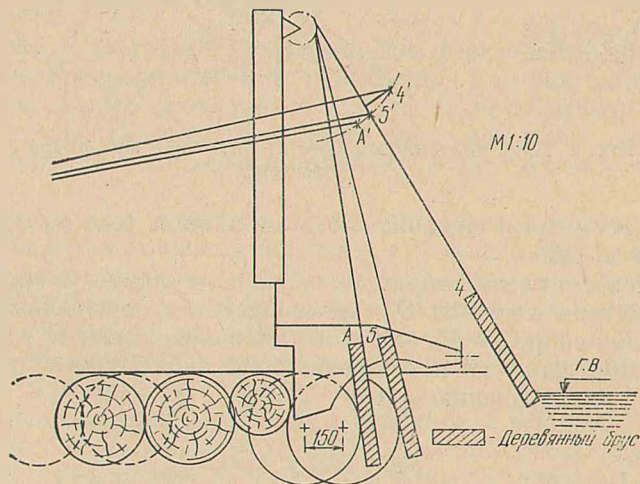


Рис. 4. Взаимодействие толкателя с тягой тормоза.

ля до 5-го положения, т. е. до соприкосновения подающего бревна с плотом, тяга тормоза и тормоз не двигаются (рис. 4), а затем начинается движение вместе с плотом, который проходит горизонтальный путь без трения тормоза о плот, равный всего лишь 150 мм, что соответствует положению кривошипа А.

После прохождения этого пути тормоз начинает двигаться по плоту, вызывая трение — скольжение за счет разных скоростей движения

последних. При этом скорость движения плота будет равна скорости соответствующей точки касания толкателя с бревном в момент проталкивания бревна за упоры машины.

Таким образом, анализируя характер изменения скоростей движения узлов машины в функции от оборота с помощью построенных графиков, можно учесть все сопротивления, затрачиваемые на подтапливание, передвижение, привязку и прижатие бревна к плоту.

Вопрос скольжения тормоза по плоту, величина силы, с которой тормоз прижимается к плоту, и колебательное движение плота в период сжатия щети требует в дальнейшем дополнительных исследований, ибо в существующих конструкциях сплотовых машин такой процесс отсутствует, и поэтому он не исследовался.

Полное кинематическое исследование всех узлов машины с получением графиков изменения скоростей движения необходимо для составления расчетных уравнений с учетом всех действующих сил. Эти уравнения позволят определить мощности, затрачиваемые отдельными узлами машины для разных положений рабочих органов в функции от оборота машины. Суммирование частных мощностей дает потребную мощность двигателя машины БЛТИ-1. Методика определения затрат мощности машиной БЛТИ-1 может быть использована для решения подобных вопросов применительно к новым машинам типа БТИ, и, в частности, к машине БТИ-2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технические условия проектирования лесосплавных предприятий. Л., 1957.
2. В. Я. Харитонов, Г. А. Манухин. К вопросу о подводном перемещении бревен при сортировочно-сплотовых работах на сплавных рейдах. «Лесной журнал», 1964, № 6.
3. Н. И. Колчин, М. С. Мовнин. Теория механизмов и машин. М., 1962.