

С.В. Посыпанов, Н.С. Калитин, Ш.Г. Зарипов

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ
БУКСИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА
ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ МАЛОГАБАРИТНЫХ
ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ ЕДИНИЦ**

Введение. В лесных регионах запасы древесного сырья в настоящее время сосредоточены преимущественно в удалённых лесных массивах. Экономически оправданное освоение этих ресурсов зачастую возможно лишь при транспортном использовании развитой сети средних и малых рек, по которым ранее проводился молевой сплав [Харитонов, Посыпанов, 2008]. В настоящее время транспорт лесоматериалов по воде может осуществляться только в сплотовных единицах, из которых формируют линейки, секции или плоты, перемещаемые, как правило, за буксирной тягой. Глубины на малых и средних реках весьма ограничены, навигация непродолжительна. Существующие буксирные средства либо не могут быть использованы на этих реках, либо время их применения очень мало. Требуются новые разработки, сочетающие простоту конструкции, невысокую стоимость, малую осадку. Таким средством является буксировочный модуль, конструкция которого разработана авторами статьи. Управлять этим модулем предполагается дистанционно с сопровождающего плавсредства. Это может быть катер, относящийся к маломерному флоту, который после окончания лесосплавной навигации на средних и малых реках используется далее по своему обычному назначению. В случаях, когда путевые условия позволяют буксировать укрупнённые лесотранспортные единицы, модули могут быть объединены в единый комплекс с повышенной тягой. По этой причине буксировочное устройство также именуется модулем. Транспортировка модуля к месту отправления очередной лесотранспортной единицы предполагается при помощи автосортиментовоза. Это позволяет существенно сократить продолжительность холостого хода и использовать модуль наиболее рационально по времени, что особенно важно на средних и малых реках, где длительность стояния навигационных уровней невелика. Исключается движение против течения. Кроме того, в этом случае в процессе проектирования можно ориентироваться только на режим рабочего хода буксировочного модуля. При буксировке лесотранспортных единиц для этого режима

характерны малые скорости, как правило, 4–6 км/ч относительно воды, то есть без учёта скорости течения. При этом необходимо получить максимально возможную силу тяги при заданной мощности двигателей. Характеристики гребных винтов должны соответствовать заданным условиям. При этом необходимо учитывать малые глубины на маршруте буксировки.

Лесосплавные суда, в том числе буксирные, проектировались под более высокие скорости движения, как правило, не менее 8 км/ч. Фактически с такими скоростями буксируют в основном баржи, гидродинамическое сопротивление у которых существенно меньше, чем у лесотранспортных единиц соответствующих габаритов. При проектировании учитывалось наличие холостого хода буксирного судна, при котором скорость движения обычно варьирует в диапазоне 15–20 км/ч [Минаев и др., 1991]. В действительности из-за большого гидродинамического сопротивления эти суда буксируют лесотранспортные единицы с вышеупомянутой скоростью 4–6 км/ч. В результате во время буксировки гребные винты и двигатели используются недостаточно эффективно. Предлагаемый буксировочный модуль, спроектированный под конкретный режим движения, при отсутствии холостого хода может быть лишён этого недостатка. Анализ материалов, имеющихся в соответствующей литературе, показал, что для такого проектирования гребных винтов с учётом всех отмеченных особенностей эксплуатации и конструкции упомянутого буксировочного модуля требуется дополнительная проработка данной темы.

Цель исследования – получение научно обоснованных параметров гребных винтов буксировочных модулей, обуславливающих снижение затрат на буксировку лесотранспортных единиц в условиях средних и малых рек.

Метод исследования – теоретический. Опирались на методику обоснования параметров гребных винтов буксирных судов, внося в алгоритм вычислений изменения, продиктованные особенностями конструкции и эксплуатации предлагаемого устройства.

Результаты исследования и их обсуждение. Гребные винты являются частью так называемого пропульсивного комплекса, в который кроме них входят в данном случае плавучее основание буксировочного модуля и двигатель или, в общем случае, двигатели. Взаимодействие с двигателями осуществляется через трансмиссию. Буксировочное устройство перемещается благодаря вращению гребных винтов, при этом его плавучее основание через водную среду оказывает влияние на работу этих винтов. При движении устройства у его плавучего основания, в том числе и в месте расположения винтов, имеет место попутный поток, который сказывается на их работе.

С передней по ходу движения устройства стороны вращающихся винтов возникает разряжение, то есть имеет место всасывание воды, которое оказывает влияние на плавучее основание устройства. На работу системы большое влияние оказывает гидродинамическое сопротивление движению буксируемой лесотранспортной единицы, передаваемое через канат на устройство. Сопротивление воды движению плавучего основания самого устройства в данном случае весьма незначительно по сравнению с вышеупомянутым, особенно при указанных скоростях буксировки.

В условиях влияния на работу гребных винтов большого количества факторов целесообразно, по возможности, зафиксировать некоторые из них с соответствующим обоснованием. Опираясь на реалии практической деятельности и имея представление о порядке величины мощности, требуемой в данном случае, решая вопрос о силовой установке, выбор остановили на отечественном двигателе ЯМЗ-53412 с мощностью 125 кВт, или 170 л.с. с частотой вращения вала 2200 оборотов в минуту. Частота вращения вала при максимальном крутящем моменте – 1300–1600 оборотов в минуту. Этот двигатель выпускается специально для судов относительно небольшой мощности, и чаще именно он используется при их изготовлении в настоящее время.

С учётом практического опыта расчётную скорость буксировки принимаем из диапазона 4-6 км/ч относительно воды. Лесотранспортные единицы имеют большое гидродинамическое сопротивление. Зависимость этого сопротивления от скорости движения квадратичная, поэтому при транспортировке указанных единиц стараются максимально использовать естественную энергию движущегося потока воды. Скорость 4-6 км/ч нужна для обеспечения достаточного натяжения продольных связей буксируемой лесотранспортной единицы, что необходимо для получения приемлемой управляемости её движением.

Важнейшей характеристикой гребных винтов, особенно при буксировке, является их полезная тяга. Она в значительной степени зависит от их диаметра. Ограничения по диаметру винтов у обычных судов связаны с их осадкой в кормовой части. Конструкция предлагаемого устройства такова, что именно это ограничение отсутствует. Однако приходится иметь в виду, что глубины на маршруте буксировки в рассматриваемом случае зачастую невелики. Здесь именно они являются ограничивающим фактором при обосновании диаметра винтов. Расчётный вертикальный размер первичных лесотранспортных единиц и их осадка, а также минимальная расчётная глубина на маршруте обоснованы при разработке концепции эффективной транспортировки лесоматериалов по сетям малых и средних рек, базирующейся на принципе единого транспортного пакета [Харитонов, Посыпанов,

2008; Посыпанов, 2016, 2017]. С учётом перечисленных факторов предварительно ориентировались на диаметр гребных винтов 0,6 м.

В данном случае ставилась задача получить при заданной мощности двигателя, скорости буксировки и диаметре винта максимальную тягу. В результате предварительных расчетов установили, что при мощности двигателя 125 кВт применение одного винта малого диаметра (0,6-0,8 м) при скорости буксировки 4–6 км/ч предполагает появление кавитации [Войткунский и др., 1982; Larsson et al., 2014], недостаточную прочность либо малую тягу. Поскольку существенное увеличение диаметра винта в данном случае может быть весьма проблематичным, было принято решение при том же двигателе использовать два винта. Анализ показал, что это может позволить существенно увеличить общую тягу винтов. При этом мощность двигателя, приходящаяся на один винт, составит 62,5 кВт, или 85 л.с.

Так как винты предлагаемого устройства проектируются целенаправленно только под рабочий режим с буксировкой на особо малых скоростях, диаграммы, используемые при предварительном расчёте судовых винтов [Кеслер, 2019], использовать не удалось, поскольку входная величина не попадает в диапазон значений, для которого они построены. Поэтому в алгоритм расчётов были внесены некоторые изменения.

Мощность, принимаемая каждым винтом, определяется по формуле

$$N_b = N_D \eta_1 \eta_2, \quad (1)$$

где N_D – эффективная мощность, Вт; η_1, η_2 – к.п.д., учитывающие потери на трение понижающей передачи и у валопровода. Приняли $\eta_1 = \eta_2 = 0,97$. В результате получили $N_b = 58,8$ кВт, или 80 л.с.

Плавучее основание предлагаемого устройства катамаранного типа содержит два понтона длиной 6,5 м, расчётная осадка – 0,35 м, водоизмещение $V = 1,76$ м³, коэффициент полноты водоизмещения $\delta = 0,57$.

Влияние на работу винтов попутного потока учитывается с помощью соответствующего коэффициента. Для его определения воспользовались формулой

$$\varphi = 0,11 + \frac{0,16}{x} \delta^x \sqrt[3]{\frac{V}{D}}, \quad (2)$$

где D – диаметр винтов, м; x – величина, принимаемая для бортовых винтов равной 2. Винты считаем бортовыми, поскольку они смещены относительно диаметральных плоскостей понтонов предлагаемого плавучего основания.

При числах Фруда [Войткунский и др., 1982; Kleinstreuer, 2010] более 0,2 при расчёте коэффициента φ вводится поправка в связи с волнообразованием

[Войткунский, 1988], которое при этом начинает оказывать влияние на указанный поток. Число Фруда в данном случае

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; L – длина понтонов, м ; v – скорость буксировочного устройства относительно воды, м/с .

Поправка вычисляется по формуле

$$\Delta\varphi = -0,3\delta \left(\frac{v}{\sqrt{gL}} - 0,2 \right). \quad (4)$$

Коэффициент засасывания гребных винтов, полностью погруженных в воду, при расположении по бортам определяли по формуле

$$t = 0,8\varphi(1 + 0,25\varphi). \quad (5)$$

Скорость поступательного движения гребных винтов относительно воды с учётом попутного потока определяли по формуле

$$v_0 = v(1 - \varphi). \quad (6)$$

При имеющемся наборе данных может быть определён безразмерный критерий

$$k_d = 8,66Dv_0 \sqrt{\frac{\rho v_0}{N_b}}, \quad (7)$$

где ρ – плотность воды, кг/м^3 .

Поскольку значения k_d в рассматриваемом диапазоне скоростей меньше 2, приняли четырёхлопастной винт, что очень типично для буксирных судов. Учитывая опыт эксплуатации винтов указанных судов, предварительно воспользовались диаграммами, построенными по способу Папмеля для наиболее высокого из имеющихся дискового отношения (0,7). Получили значения относительной поступи винта λ , его шагового отношения H/D , коэффициента момента K и коэффициента полезного действия винта η_v . По относительной поступи винта рассчитали оптимальную частоту его вращения, используя формулу

$$n = \frac{v_0}{\lambda D}. \quad (8)$$

Зная D и шаговые отношения H/D , определили величины шага H .

Пропульсивные к.п.д. определяли по формуле

$$\eta = \frac{1-t}{1-\varphi} \eta_{\nu}. \quad (9)$$

Полезную тягу одного винта вычисляли из выражения

$$P = \frac{N_{\text{в}} \eta}{v}. \quad (10)$$

Общую тягу винтов определяли в результате удвоения полученной.

По величинам коэффициента момента гребного винта определяли соответствующие вращающие моменты.

$$M = K \rho n^2 D^5. \quad (11)$$

Упор винта определяется по формуле

$$P_y = \frac{P}{1-t}. \quad (12)$$

Дисковое отношение винта исходя из условия прочности:

$$\Theta_1 \geq \frac{4mP_y}{\pi D^2 P_{\text{max}}}, \quad (13)$$

где m – коэффициент запаса прочности, для буксиров $m = 1,50$; P_{max} – максимально допустимая нагрузка на один квадратный метр поверхности лопасти, Н. При четырёх лопастях, выполненных из стали, $P_{\text{max}} = 55\,000$ Н.

Дисковое отношение исходя из максимально допустимой относительной толщины лопасти:

$$\Theta_2 \geq 0,0813 \left(\frac{az}{D\delta_{\text{max}}} \right)^{2/3} \sqrt{mP/1000}, \quad (14)$$

где a – коэффициент, зависящий от прочности материала лопасти, для углеродистой стали $a = 0,065$; z – количество лопастей; δ_{max} – максимальная относительная толщина лопасти в сечении, находящемся на расстоянии 0,6–0,7 радиуса от оси винта, $\delta_{\text{max}} = 0,09$.

Дисковое отношение исходя из условия недопустимости кавитации:

$$\Theta_3 \geq 1275 \xi \frac{K_c}{p_s} (nD)^2, \quad (15)$$

где ξ – коэффициент, зависящий от величины нагрузок на лопасти, для буксиров $\xi = 1,6$; K_c – кавитационная характеристика, зависящая от шагового

отношения и относительного скольжения, определяется по графикам [Кеслер, 2019]; p_s – абсолютное гидростатическое давление на глубине оси гребного винта, Па.

$$p_s = p_a + \rho gh - p_n, \quad (16)$$

где p_a – атмосферное давление, 101300 Па; h – глубина, соответствующая оси винта, м; p_n – давление насыщенных паров воды, Па, при 17 °С – 2000 Па. Глубину h приняли равной половине диаметра винта плюс 0,1 м.

Принимая величину дискового отношения гребного винта, ориентировались на наибольшие из полученных значений.

Результаты выполненных расчётов для винтов диаметром 0,6 м приведены в табл. 1. Для расширения возможностей анализа полученных данных скоростной диапазон буксировки расширили до 7 км/ч.

Аналогичные расчёты выполнили при диаметрах винтов 0,7 м, 0,8 м, 0,9 м и 1,0 м. Используя полученные данные, построили графики (рис. 1).

Согласно рис. 1 при использовании винтов диаметром 0,6 м и 0,7 м наибольшая полезная тяга имеет место при скорости буксировки 4 км/ч. С увеличением скорости полезная тяга монотонно уменьшается. Для винтов с диаметрами 0,8 м, 0,9 м и 1,0 м характерно некоторое увеличение тяги примерно до середины рассматриваемого диапазона скоростей, а затем уменьшение, причём чем больше диаметр, тем меньше амплитуда изменения полезной тяги. При увеличении проектной скорости буксировки от 4,0 км/ч до 5,5 км/ч полезная тяга увеличивается у более крупных винтов на 2–8%. Сопротивление перемещению в воде лесотранспортных единиц при квадратичной зависимости от скорости возрастёт при этом существенно больше. То есть при большей полезной тяге на скорости 5,5 км/ч возможно буксировать лесотранспортную единицу гораздо меньшего объёма, чем при скорости, близкой к нижней границе диапазона.

Анализ вычисленных значений минимально допустимых дисковых отношений показал, что при скорости буксировки 4,0 км/ч прочность винтов, изготовленных из стали, при диаметре 0,6 м будет недостаточной. С учётом изложенной информации, ориентируясь на перемещение лесотранспортных единиц преимущественно за счёт естественной энергии водных потоков, принимаем расчётную скорость буксировки в дальнейшем 4,5 км/ч. При этом полезная тяга для винтов всех рассмотренных диаметров близка к максимальной. Данная скорость достаточна для обеспечения управляемости буксируемых лесотранспортных единиц.

Таблица 1

Результаты расчёта гребных винтов диаметром 0,6 м
Calculation results for propellers with a diameter of 0.6 m

Обозначение величины	Значения при разных скоростях буксировки						
v , км/ч (м/с)	4,0 (1,11)	4,5 (1,25)	5,0 (1,39)	5,5 (1,53)	6,0 (1,67)	6,5 (1,81)	7,0 (1,94)
Fr	0,139	0,157	0,174	0,191	0,209	0,226	0,244
φ	0,147	0,147	0,147	0,147	0,145	0,142	0,139
t	0,122	0,122	0,122	0,122	0,121	0,118	0,115
v_0 , м/с	0,948	1,066	1,185	1,303	1,424	1,548	1,673
k_d	0,63	0,75	0,87	1,01	1,15	1,31	1,47
λ	0,090	0,090	0,100	0,105	0,110	0,115	0,120
η_v	0,140	0,145	0,150	0,160	0,165	0,170	0,177
H/D	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
H , м	0,318	0,324	0,33	0,336	0,342	0,348	0,354
K	0,0185	0,0190	0,0195	0,0200	0,0203	0,0205	0,0207
P , кН	7,63	7,02	6,54	6,34	5,99	5,69	5,50
P_0 , кН	15,25	14,04	13,08	12,68	11,98	11,39	11,00
η	0,144	0,149	0,154	0,165	0,170	0,175	0,182
n , с ⁻¹	17,6	19,7	19,7	20,7	21,6	22,4	23,2
M , Нм	443	576	591	666	735	803	869
P_y , кН	8,69	8,00	7,45	7,22	6,82	6,46	6,22
Θ_1	0,752	0,693	0,645	0,625	0,590	0,559	0,539
Θ_2	0,526	0,512	0,499	0,494	0,485	0,477	0,472
Θ_3	0,503	0,636	0,636	0,698	0,760	0,822	0,881

Уточняющие расчёты выполнили методом последовательного приближения. Значения D , N_b , n , v , φ , t , Θ взяты из ранее выполненных расчётов и в процессе уточняющих расчетов остаются неизменными. Начальное значение P также брали из ранее выполненных расчетов. По имеющимся данным вычисляли упор винта с помощью формулы (12). Далее определяли относительную поступь винта из выражения

$$\lambda = \frac{v_0}{nD}. \quad (17)$$

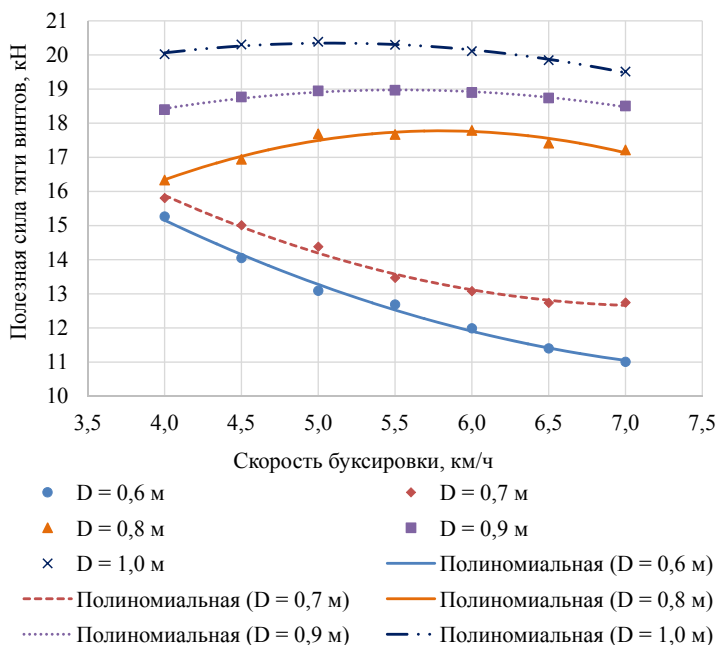


Рис. 1. Зависимость общей полезной тяги от скорости буксировки при различных диаметрах винтов

Fig. 1. Dependence of the total useful thrust on the towing speed for different propeller diameters

Затем вычисляли коэффициент упора по формуле

$$K_1 = \frac{P_y}{\rho n^2 D^4}. \quad (18)$$

Используя значения λ и K_1 , с помощью диаграмм Папмеля находили шагвое отношение и коэффициент полезного действия винта.

Далее по формуле (9) вычисляли пропульсивный коэффициент полезного действия. Завершая итерацию, определяли по полученным данным мощность, подводимую к винту, используя выражение

$$N_b = \frac{P_v}{\eta}. \quad (19)$$

Если полученная мощность не соответствовала принятой перед уточняющим расчётом, переходили к следующей итерации. Значение P для следующей итерации определяли с помощью формулы

$$P_{i+1} \approx P_i \frac{N_v}{N_{vi}}, \quad (20)$$

где i – порядковый номер итерации.

Расчёты в следующей итерации выполняли по аналогии с предыдущей. Уточняющий расчёт продолжали до тех пор, пока итоговое значение мощности, подводимой к винту, не совпадало с начальным. Значения величин, полученные в заключительной итерации, принимали за расчётные. Уточняющие расчёты выполнили для всех ранее рассмотренных диаметров винтов. Для примера здесь приведён уточняющий расчёт для винтов диаметром 0,8 м (табл. 2).

Таблица 2

Уточняющий расчёт винтов диаметром 0,8 м
Clarifying calculation of propellers with a diameter of 0.8 m

$D=0,8 \text{ м}, N_v=58,8 \text{ кВт}, n=10,5 \text{ с}^{-1}, v=1,25 \text{ м/с}, \varphi=0,142, t=0,118, \theta=0,7$								
№ итерации	1	2	3	4	5	6	7	8
P , кВт	8,54	10,65	8,71	9,92	9,20	10,41	9,52	9,71
P_y , кВт	9,68	12,07	9,87	11,25	10,42	11,79	10,78	11,01
λ	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
K_1	0,214	0,267	0,219	0,249	0,231	0,261	0,239	0,244
H/D	0,590	0,680	0,590	0,650	0,625	0,690	0,640	0,620
η_v	0,220	0,180	0,205	0,190	0,215	0,180	0,210	0,200
η	0,226	0,185	0,211	0,195	0,221	0,185	0,216	0,206
N_v , кВт	47,2	71,9	51,6	63,4	52,0	70,2	55,0	59,0

Поскольку N_v и n при уточняющем расчёте не изменились, неизменным остался и вращающий момент.

Используя результаты уточняющих вычислений для винтов всех указанных диаметров, построили графики, приведённые на рис. 2. По ним видно, что увеличение полезной тяги винтов более интенсивно происходит в диапазоне диаметров 0,6–0,7 м. Далее интенсивность постепенно снижается. При $D = 0,7$ м полезная тяга больше, чем при $D = 0,6$ м, примерно на 15%. В пределах всего диапазона от 0,6 м до 1,0 м увеличение тяги составило около 42%.

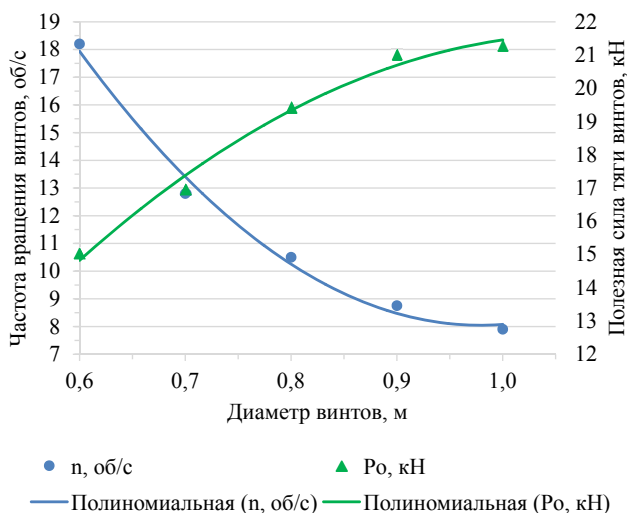


Рис. 2. Графики зависимости частоты вращения винтов и общей полезной тяги от их диаметра при скорости буксировки 4,5 км/ч и мощности двигателя 125 кВт /ЯМЗ-53412/

Fig. 2. Graphs of the dependence of the propeller rotation frequency and the total useful thrust on their diameter at a towing speed of 4.5 km/h and an engine power of 125 kW /YamZ-53412/

Наличие графика, наглядно отражающего указанную зависимость, существенно облегчает решение вопроса о выборе диаметра винтов для предлагаемого устройства с заданной мощностью двигателя. По графику (рис. 2) можно быстро определить и требуемую частоту вращения винтов. В каждом конкретном случае для устройства может быть принят тот или иной диаметр винтов с учётом как приведённой информации, так и конкретных условий эксплуатации, в частности предполагаемых глубин на маршрутах буксировки, размеров буксируемых лесотранспортных единиц. Вполне возможен вариант обеспечения устройства разными комплектами винтов, которые в данном случае можно заменять без особых проблем после подъёма устройства из воды перед обратной перевозкой. Это может быть целесообразным, например, при снижении уровней воды на маршруте или при отправке на другой маршрут с иными лимитирующими глубинами. В этом ещё одно существенное преимущество предлагаемого устройства перед обычными буксирными судами, применяемыми на лесосплаве. Даже если бы выгрузка этих

судов не была столь проблематичной, возможность прохождения ими мелководных участков диктуется в первую очередь осадкой судна, а не размером винтов, как в рассматриваемом случае.

После решения указанного вопроса с помощью графиков количественные характеристики могут быть уточнены с помощью полученных аппроксимирующих выражений.

$$P_0 = -29,89D^2 + 64,41D - 13,06; \quad (21)$$

$$n = 67,14D^2 - 131,83D + 72,83. \quad (22)$$

Получено аппроксимирующее выражение и для вращающего момента

$$M = 1810D - 559. \quad (23)$$

Соответствующие им достоверности аппроксимации очень высоки: $R^2 = 0,988; 0,988; 0,995$ соответственно. Это свидетельствует о достаточно высокой точности получаемых по ним результатов.

В аппроксимирующих зависимостях (21)–(23) общая полезная тяга P_0 измеряется в кН, частота вращения n – в с^{-1} , вращающий момент M – в Нм.

В дополнение к полученным величинам принимается к сведению, что дисковое отношение для рассматриваемых винтов – 0,7, шаговое отношение для всех винтов с диаметром от 0,7 м до 1,0 м – 0,62, и лишь при диаметре 0,6 м оно равно 0,53. Эти данные позволяют рассчитать необходимые для изготовления конструктивные размеры винтов, а также выполнить расчёт привода по известным методикам [Кеслер, 2019].

Заключение. С целью максимального использования энергии водного потока буксировку лесотранспортных единиц, обладающих большим гидродинамическим сопротивлением, целесообразно осуществлять со скоростью, незначительно превышающей 4 км/ч относительно воды. Так обеспечивается управляемость буксируемой единицей. Винты предлагаемого устройства проектируются целенаправленно лишь под режим буксировки, что предполагает повышение эффективности их работы в этом режиме. При столь малой скорости эффективное использование мощности двигателя и получение наибольшей тяги связано с применением винтов с особо малым шаговым отношением. Это предполагает необходимость увеличения их диаметра и частоты вращения. При буксировке лесотранспортных единиц предлагаемым устройством диаметр винтов в условиях средних и малых рек ограничивается глубинами на маршруте и, в отличие от судов, не связан непосредственно с осадкой корпуса. При мощности 125 кВт наиболее приемлемого для предлагаемого устройства двигателя применение одного

винта малого диаметра (0,6–0,8 м) неэффективно. Полезная тяга при этом мала, стремление её увеличить путём повышения частоты вращения винта связано с появлением недопустимого режима кавитации, прочность винта становится недостаточной. Применение двух двигателей, работающих от одного двигателя, позволяет использовать винты диаметром от 0,6 м при скорости 4,5 км/ч и при этом существенно повысить силу тяги. Для предлагаемого устройства получены графики и эмпирические формулы с высокой достоверностью аппроксимации, позволяющие в практической деятельности легко определять основные параметры винтов при различных условиях эксплуатации. В указанных условиях предполагается возможность подбора винтов диаметром от 0,6 до 1,0 м. В этом диапазоне общая тяга винтов увеличивается от 15,0 до 21,3 кН, то есть на 42%. Наиболее интенсивное увеличение происходит в начальной части диапазона, при изменении диаметра от 0,6 до 0,7 м общая полезная тяга увеличивается на 15%. Шаговое отношение на всём диапазоне – в пределах 0,53–0,62.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Войткунский Я.И. Сопротивление движению судов. 2-е изд., доп. и перераб. Л.: Судостроение, 1988. 288 с.

Войткунский Я.И., Фадеев Ю.И., Федяевский К.К. Гидромеханика. Л.: Судостроение, 1982. 568 с.

Кеслер А.А. Расчет и анализ показателей пропульсивного комплекса судна. Н. Новгород: ВГУВТ, 2019. 76 с.

Минаев А.Н., Беленов И.А., Козленков Н.И. Лесосплавной флот. М.: Экология, 1991. 272 с.

Посыпанов С.В. Исследование геометрических характеристик плавающей двухъярусной пакетной сплотовочной единицы // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2016. Вып. 215. С. 176-191. DOI: 10.21266/2079-4304.2016.215.176-191.

Посыпанов С.В. Определение геометрических параметров плавающего транспортного пакета круглых лесоматериалов численным методом // ИВУЗ. Лесной журнал. 2017. №1. С. 141-153. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.1.141.

Харитонов В.Я., Посыпанов С.В. Ресурсы отдаленных лесных массивов и возможность их освоения сплавом // ИВУЗ. Лесной журнал. 2008. №2. С. 30-36.

Kleinstreuer C. Modern Fluid Dynamics, Springer Netherlands, 2010. 622 p. DOI: 10.1007/978-1-4020-8670-0.

Larsson L., Stern F., Visonneau M. Numerical ship hydrodynamics, Springer Netherlands, 2014. 318 p. DOI: 10.1007/978-94-007-7189-5.

References

Kleinstreuer C. Modern Fluid Dynamics. Springer Netherlands, 2010. 622 p. DOI: 10.1007/978-1-4020-8670-0.

Kharitonov V.Ya., Posypanov S.V. Resources of remote forest arrays and the possibility of their development by rafting. *IVUZ. Lesnoy zhurnal*, 2008, no. 2, pp. 30–36. (In Russ.)

Kesler A.A. Calculation and analysis of the vessel's propulsion complex performance. Nizhniy Novgorod: VGUVT, 2019. 76 p. (In Russ.)

Larsson L., Stern F., Visonneau M. Numerical ship hydrodynamics, Springer Netherlands, 2014. 318 p. DOI: 10.1007/978-94-007-7189-5.

Minaev A.N., Belenov I.A., Kozlenkov N.I. Timber rafting fleet. Moscow: Ekologiya, 1991. 272 p. (In Russ.)

Posypanov S.V. Investigation of the geometric characteristics of a floating bilevel packaged rafting unit. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhnicheskoy Akademii*, 2016, iss. 215, pp. 176–191. DOI: 10.21266/2079-4304.2016.215.176-191. (In Russ.)

Posypanov S.V. Determination of geometric parameters of a floating transport package of round timber using a numerical method. *IVUZ. Lesnoy zhurnal*, 2017, no. 1. pp. 141–153. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.1.141. (In Russ.)

Voytkunskiy Ya.I. Resistance to ship traffic. Leningrad: Sudostroenie, 1988. 288 p. (In Russ.)

Voytkunskiy Ya.I., Fadeev Yu.I., Fedyaevskiy K.K. Hydromechanics. Leningrad: Sudostroenie, 1982. 568 p. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 24.11.2025

Посыпанов С.В., Калитин Н.С., Зарипов Ш.Г. Обоснование параметров гребных винтов буксировочного устройства для транспортировки малогабаритных лесотранспортных единиц // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2026. Вып. 259. С. 306–321. DOI: 10.21266/2079-4304.2026.259.306-321

Экономически оправданное освоение основных запасов древесного сырья зачастую возможно лишь при его доставке из удалённых лесных массивов по сети средних и малых рек. Из-за малых глубин и короткой навигации применение существующих судов на них, как правило, невозможно или экономически нецелесообразно. Проблема может быть решена с помощью предлагаемого относительно дешёвого и простого буксирного устройства с малой осадкой, которое к месту отправки лесоматериалов доставляется автотранспортом. Работа выполнена с целью получения параметров гребных винтов предлагаемого устройства, обуславливающих снижение затрат на буксировку в указанных условиях. Отсутствие холостого хода позволяет проектировать винты целенаправленно лишь под режим буксировки, что предполагает повышение

эффективности их работы в этом режиме. С целью максимального использования энергии потока буксировку единиц, обладающих большим сопротивлением, решено осуществлять с минимальной скоростью, обеспечивающей управляемость ими. При такой скорости эффективное использование мощности двигателя и получение наибольшей тяги связано с применением винтов с особо малым шаговым отношением. Это предполагает увеличение их диаметра и частоты вращения. В рассматриваемом случае диаметр винтов ограничивается глубинами на маршруте и, в отличие от судов, не связан непосредственно с осадкой корпуса. При мощности 125 кВт наиболее приемлемого для предлагаемого устройства двигателя применение одного винта малого диаметра (0,6-0,8 м) при скорости буксировки 4,5 км/ч предполагает появление кавитации, недостаточную прочность либо малую тягу. При двух движителях можно использовать винты диаметром от 0,6 м с существенным увеличением тяги. Для предлагаемого устройства получены графики и эмпирические формулы, позволяющие в практической деятельности легко определять параметры винтов при различных условиях эксплуатации. Изменение диаметра винтов от 0,6 до 1,0 м приводит к увеличению общей тяги от 15,0 до 21,3 кН.

Ключевые слова: лесосплав, буксировка, гребные винты, лесотранспортные единицы.

Posypanov S.V., Kalitin N.S., Zaripov Sh.G. Justification of the parameters of the propellers of a towing device for the transportation of small-sized timbertransport units. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicoskoj Akademii*, 2026, iss. 259, pp. 306–321 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2026.259.306-321

Economically viable development of the main reserves of wood raw materials is often only possible if it is delivered from remote forest areas via a network of medium and small rivers. Due to shallow depths and short navigation periods, the use of existing vessels on them is generally impossible or economically impractical. The problem can be solved by using the proposed relatively cheap and simple shallow draft towing device, which is delivered to the timber place of departure by road transport. The work was carried out with the aim of obtaining the parameters of the propellers of the proposed device, which would reduce towing costs under the specified conditions. The absence of idle speed allows propellers to be designed specifically for towing mode, which increases their operating efficiency in this mode. In order to maximize the use of flow energy, it was decided to tow units having high resistance at a minimum speed that ensures their control. At this speed, efficient use of engine power and obtaining maximum thrust is achieved by using propellers with a particularly small pitch ratio. This involves increasing their diameter and rotation speed. In the case under consideration, the diameter of the propellers is limited by the depths along the route and, unlike ships, is not directly related to the hull draft. With a power of 125 kW, the most suitable engine for the proposed device, the use of one small diameter propeller (0.6-0.8

m) at a towing speed of 4.5 km/h suggests the occurrence of cavitation, insufficient strength, or low thrust. With two propellers, their diameter can be from 0.6 m, and the thrust increases significantly. For the proposed device, graphs and empirical formulas have been obtained, which make it possible to easily determine the parameters of propellers under various operating conditions in practice. Changing the propellers diameter from 0.6 to 1.0 m results in an increase in the total thrust from 15.0 to 21.3 kN.

Key words: timber rafting, towing, propellers, timber transport units.

ПОСЫПАНОВ Сергей Валентинович – профессор Северного (Арктического) федерального университета им. М.В. Ломоносова, доктор технических наук. ResearcherID: ABF-6542-2021. ORCID: 0000-0003-0600-7089. SPIN-код: 8592-0690.

163002, наб. Северной Двины, д. 17, г. Архангельск, Россия. E-mail: s.posypanov@narfu.ru

POSYPANOV Sergey V. – DSc (Technical), Professor, Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov. ResearcherID: ABF-6542-2021, ORCID: 0000-0003-0600-7089. SPIN-code: 8592-0690.

163002. Severnoy Dviny emb. 17. Arkhangelsk. Russia. E-mail: s.posypanov@narfu.ru

КАЛИТИН Никита Сергеевич – аспирант Северного (Арктического) федерального университета им. М.В. Ломоносова.

163002, наб. Северной Двины, д. 17, г. Архангельск, Россия. E-mail: kalitin.n@edu.narfu.ru

KALITIN Nikita S. – PhD student, Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov.

163002. Severnoy Dviny emb. 17. Arkhangelsk. Russia. E-mail: kalitin.n@edu.narfu.ru

ЗАРИПОВ Шакур Гаянович – профессор Лесосибирского филиала Сибирского государственного университета науки и технологий им. академика М.Ф. Решетнева, доктор технических наук, доцент. ORCID: 0000-0001-6483-2453.

662543, ул. Победы, д. 29, г. Лесосибирск, Красноярский край, Россия. E-mail: zaripov_sh@mail.ru

ZARIPOV Shakur G. – DSc (Technical), Lesosibirsk Branch of Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Associate Professor. ORCID: 0000-0001-6483-2453.

662543. Pobedy str. 29. Lesosibirsk. Krasnoyarsk Krai. Russia. E-mail: zaripov_sh@mail.ru