

Учитывая, что заглубление  $l = 0,05H$  и что

$$\sin \theta \pi = \frac{0,05H}{b} \quad (2)$$

уравнение (1) можно привести к виду

$$I = \frac{20\sqrt{\theta - \theta^2} \sin \theta \pi}{\pi(1-\theta^2)} \quad (3)$$

Уравнение (3) номографируется в виде сдвоенной шкалы (рис. 3). Затем по (2) получаем номограмму для определения полудлины флютбета в зависимости от  $\theta$  и  $H$  (рис. 4).

Используя полученные номограммы, определим длину флютбета для реки Вашка, пример расчета которой приведен в [2]. Коэффициент неоднородности ложа грунта реки Вашка равен  $\eta = 1,73$ . По графику  $I_B = f(\eta)$  получим  $I_{\text{доп}} = 0,95$ . По рис. 3 в зависимости от  $I_{\text{доп}}$  определим  $\theta = 0,991$ . Затем по  $\theta$  и  $H = 2$  м определим полудлину флютбета  $b = 3,2$  м. Значит, длина флютбета  $L = 6,4$  м.

Таким образом, теория задачи фильтрации, основанная на конформном отображении, дает правильное решение.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Красник М.Г., Борисовец Ю.П., Герман Р.И. Некоторые вопросы методики исследования фильтрационной устойчивости грунта под гибкими флютбетами. — В кн.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Выш. шк., 1974, вып. 4, с. 92–97.
2. Борисовец Ю.П. Методика расчета плотности запанного типа с гибким флютбетом. — Лесн. пром-сть, 1973, № 3, с. 22–23.
3. Косиченко Ю.М. Расчет фильтрации под плоским "деформированным" флютбетом. — В кн.: Тр. Новочеркасского инженерно-мелиоративного ин-та, т. XV, вып. 6, 1974, с. 210–217.
4. Лаврентьев М.А. и Иабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. — М.: Наука, 1973. — 736 с.

УДК 630\*378

О.С.БУРМЕЙСТЕР, канд.техн.наук (БТИ)

#### ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК НА СПЛОТОЧНЫЕ МАШИНЫ ТИПА БТИ ПРИ КАЧКЕ

Существующие ранее машины для сплотки однорядных сплотночных единиц на воде ВКОСС и БЛТИ-1 имели в качестве плавучих оснований два понтона, скрепленных друг с другом жесткой фермой, образуя катамаран. Такая конструкция машин увеличивала их массу, исключая подвижность понтонов, требовала специальных подвижных тележек с рабочими механизмами и имела значительные габариты и осадку их. Это сказывалось на транспортабельности, маневренности и применении машин. В связи с этим такие машины использовались только на рейдах, расположенных на магистральных и судоходных реках. Применение их на реках с малыми глубинами и первоначальных водных путях было исключено.

Малогабаритные сплочные машины типа БТИ-2В и ЛР-124, понтоны которых соединялись двумя направляющими стержнями трубчатого сечения, служащими для изменения расстояний между ними, не обладают этими недостатками. Созданные машины имеют малые габариты, транспортабельны, маневренны и просты по конструкции.

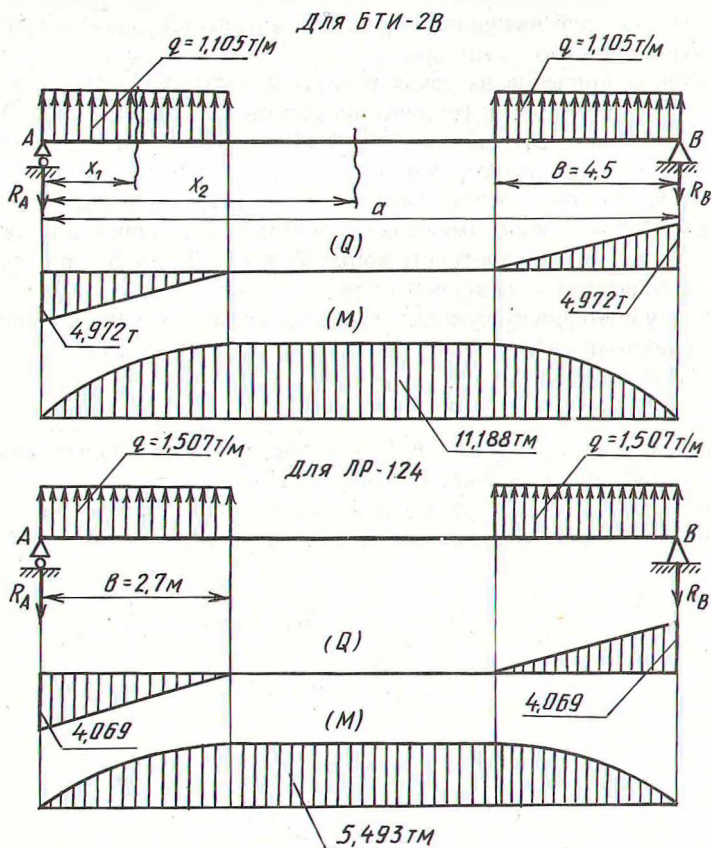
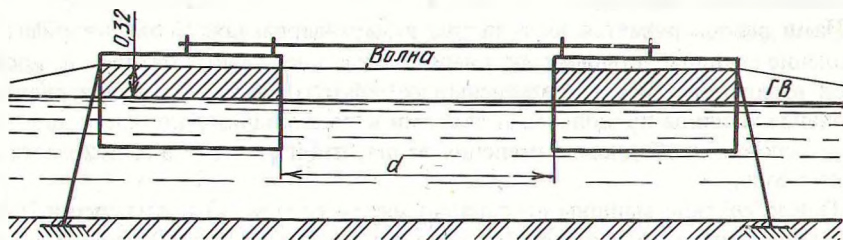


Рис. 1. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов направляющих стержней трубчатого сечения машин при креплении понтонов четырьмя якорями.

Наличие стержней трубчатого сечения вместо жестких ферм потребовало решения важного вопроса о креплении машин при наличии волнения и изменения уровней реки в течение навигационного периода. От него зависят нагрузки, воспринимаемые стержнями трубчатого сечения, возможности выполнения технологических операций по сплотке древесины и работа исполнительных механизмов машин.

Нами рассматривается этот вопрос в двух вариантах. Первый вариант — крепление машины четырьмя якорями с целью удержания понтонов на постоянной высотной отметке, независимо от высоты волны. Второй вариант — крепление машины продольными связями к подводющему коридору для создания условий свободного изменения ее высотной отметки в зависимости от высоты волны.

При креплении машины по первому варианту (рис. 1) все нагрузки будут передаваться на направляющие стержни трубчатого сечения. В данном случае сплотка лесоматериалов должна быть прекращена, так как волной бревна будут подняты выше труб вяжущих механизмов и кулисно-рычажный механизм не сможет выполнять свои функции.

Исследования волнения на реках Ветлуге и Вятке показали, что высота волны 3 %-ной обеспеченности (принято по десятибалльной шкале ГУГМС) составляет 0,32 м. При высоте волны  $h = 0,32$  м понтоны машины погрузятся дополнительно от начального горизонта воды на глубину 0,32 м. Значит, сила, действующая на понтоны, будет значительно увеличена и равна  $P'_n = \gamma \cdot W'$ , где  $W'$  — новый объем водоизмещения, образованный волной и показанный штриховкой на рис. 1;  $\gamma$  — плотность воды;  $W' = hS$ . Здесь  $S$  — площадь понтонов;  $h$  — глубина погружения понтонов.

Заменив эту дополнительную силу распределенной нагрузкой, производим расчет балки постоянного сечения, лежащей на двух опорах [1]:

$$q = P'_n / 2B,$$

где  $q$  — распределенная нагрузка;  $P'_n/2$  — подъемная сила на один направляющий стержень трубчатого сечения;  $B$  — ширина понтона.

Зная распределенную нагрузку для балки постоянного сечения, составим уравнение упругой линии, выраженное через начальные параметры

$$\begin{aligned} x = 0; y_0 = 0 \\ x = a; y = 0 \end{aligned} \quad \begin{aligned} EJy \Big|_{x=a} &= EJ\theta_0 a - \frac{R_A a^3}{6} + \frac{qa^4}{24} - \\ &- \frac{q(a-b)^4}{24} + \frac{q[a - (a-b)]^4}{24} = 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} EJy_{\max} \Big|_{x=\frac{a}{2}} &= EJ\theta_0 \frac{a}{2} - \\ &- \frac{R_A \left(\frac{a}{2}\right)^3}{6} + \frac{q\left(\frac{a}{2}\right)^4}{24} - \frac{q\left(\frac{a}{2} - b\right)^4}{24}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $R_A = R_B = q \cdot b$  — реакции.

Из уравнения (1) определим угол поворота  $\theta_0$ , приняв модуль упругости  $E$  и подставив осевой момент инерции для направляющего стержня трубчатого сечения

$$J = \frac{\pi(D^4 - D_1^4)}{64},$$

где  $D$  — наружный диаметр трубы;  $D_1$  — внутренний диаметр трубы.

Подставив значение  $I$  в уравнение (2), определяем максимальный прогиб  $y_{\max}$ .

По значениям изгибающего момента и момента сопротивления

$$W_z = \frac{\pi D^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D} \right)^4 \right]$$

находим максимальное напряжение в направляющих стержнях трубчатого сечения  $\sigma_{\max}$ .

По первому варианту крепления для машин БТИ-2В и ЛР-124 произведен расчет направляющих стержней, приведенный в табл. 1.

Из таблицы видно, что такую схему крепления понтонов невозможно осуществить при использовании труб в качестве соединительных элементов, ибо полученные максимальные напряжения значительно превышают допускаемые.

Т а б л и ц а 1

Расчет направляющих стержней трубчатого сечения машин БТИ-2В и ЛР-124

Тип машины	Наружный диаметр $D$ , м	Внутренний диаметр $D_1$ , м	Расстояние между понтонами $d$ , м	Подъемная сила $R_p^r$ , кН	Угол поворота $\theta_0$ , рад	Максимальный прогиб $y_{\max}$ , м	Изгибающий момент $M_{\max}$ , кН·м	Момент сопротивления $W_z$ , см <sup>3</sup>	Напряжение в трубах $\sigma_{\max}$ , МПа	Примечание
БТИ-2В	0,095	0,067	6,5	99,45	1,15	5,27	111,88	63,316	176700	Напряжение в трубах при раздвижке понтонов $d = 3,0$ м не подсчитывалось (транспортное положение)
"	0,095	0,067	3,0	99,45	0,84	3,03	—	—	—	
ЛР-124	0,095	0,071	6,5	81,378	0,50	1,77	54,93	57,882	94900	
"	0,095	0,071	3,0	81,378	0,33	1,39	—	—	—	

Однако применение труб позволяет весьма быстро и легко производить сдвигание и раздвигание понтонов небольшим электромотором мощностью до 1 кВт с затратой времени от 1 до 3 мин в зависимости от длины сплавляемых сортиментов.

Поэтому и была принята вторая схема крепления машины продольными связями к коллекторному коридору.

Рассмотрим схему нагрузок при втором варианте крепления машины (рис. 2). Каждый из понтонов самостоятельно отбалансирован и уравновешен на воде, т.е. не имеет дифферента и крена. При соединении их направляющими стержнями трубчатого сечения расчетная схема изменяется. В этом случае одновременный подъем двух понтонов волной не дает нагрузку на трубы; если расчетная волна достигает одного понтона и происходит его подъем, тогда возникает изгибающий момент в трубах, как показано на рис. 2. Уравнение моментов дает возможность определить реакции опор  $R_A$  и  $R_B$ . Таким образом, на трубы будут действовать изгибающие моменты и реакции, а это позволяет рассматривать балку на упругом основании с изгибающими моментами  $M_1$  и  $M_2$  и реакциями  $R_A$  и  $R_B$ .

Для определения реакций составим уравнение моментов относительно точ-

ки А:  $\Sigma M_A = 0$   $M_1 + M_2 - R_B l = 0$ , откуда  $R_B = \frac{M_1 + M_2}{l}$ ;  $R_A = \frac{M_1 + M_2}{l}$ .

Уравнение моментов будет:  $M(x) = R_B x - M_2$ ;  $0 \leq x \leq l$ .

При  $x = 0$   $M(x = 0) = -M_2$ ;

При  $x = l$   $M(x = l) = R_B \cdot l - M_2$ ;  $M(x = l) = M_1$ .

На основании этих формул расчет статических характеристик системы приведен в табл. 2.

По данным таблицы видно, что принятые размеры направляющих стержней трубчатого сечения позволяют их применять в качестве гибких связей между понтонами, в связи с тем что полученные напряжения находятся в допустимых пределах.

Эксплуатация машины ЛР-124 в течение ряда навигаций показала безотказную работу направляющих стержней трубчатого сечения. Во многих случа-

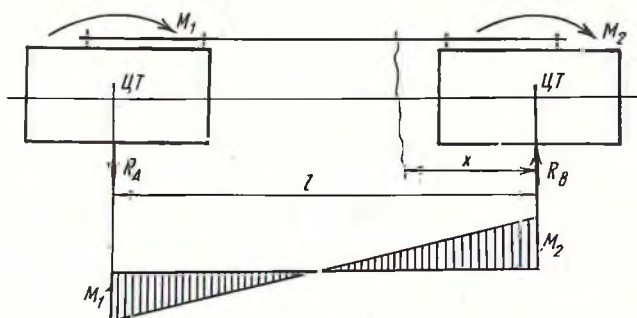


Рис. 2. Схема нагрузок на направляющие стержни трубчатого сечения сплочных машин при креплении понтонов продольными связями.

**Значения максимальных напряжений в направляющих стержнях  
трубчатого сечения сплочной машины ЛР-124**

Понтон со станком намотки проволоки				Понтон с двигателем			
угол крена $\theta$ , рад	кренящий момент $M_2$ , нм	изгибающий момент на одну трубу $M_{изг}$ , нм	максимальное напряжение $\sigma_{max}$ , МПа	угол крена $\theta$ , рад	кренящий момент, $M_1$ , нм	изгибающий момент на одну трубу $M_{изг}$ , нм	максимальное напряжение $\sigma_{max}$ , МПа
$D = 117,0$ кн	– весовое водоизмещение			$D = 117,0$ кн			
$h_0 = 0,516$ м	– метацентрическая высота			$h_0 = 0,536$ м			
$J_x = 13,917$ м	– момент инерции площади ватерлинии			$J_x = 15,133$ м <sup>4</sup>			
$r = 1,19$ м	– метацентрический радиус			$r = 1,29$ м			
$z_g = 0,89$ м	– ордината центра тяжести			$z_g = 0,97$ м			
$z_c = 0,216$ м	– ордината центра величины			$z_c = 0,216$ м			
$W_z = 57,882$ см <sup>3</sup>	– момент сопротивления трубы			$W_z = 57,882$ см <sup>3</sup>			
$M_2 = Dh_0\theta$	$M_{изг} = M_2/2$			$M_1 = Dh_0\theta$	$M_{изг} = M_1/2$		
Расстояние между понтонами, $d = 3,0$ м							
0,04	2368	1184	2045	0,04	2460	1230	2125
0,09	5166	2583	4462	0,09	5366	2683	4636
0,34	20573	10286	17771	0,34	21370	10685	18460
Расстояние между понтонами, $d = 6,5$ м							
0,05	2792	1396	2412	0,05	2900	1450	2505
0,10	6395	3197	5524	0,10	6643	3321	5738
0,31	18611	9306	16077	0,31	19333	9666	16700

**Примечание.** Фактические напряжения окажутся несколько меньше, так как расчет производился по изгибающим моментам, соответствующих центрам тяжести понтонов, а направляющие стержни трубчатого сечения закреплены на некотором расстоянии от них.

ях при отсутствии должной сортировки бревен по длинам сдвигание и раздвижение понтонов машины производится очень часто.

Таким образом, произведенное исследование нагрузок на сплочные машины типа БТИ при качке позволяет производить правильный выбор связей между плавучими основаниями вновь создаваемых сплочных машин такого типа. Это имеет большое значение при проектировании малогабаритных, маневренных и транспортабельных сплочных машин для сплотки плоских сплочных единиц в однорядные, двухрядные и микропучковые линейки плота древесины хвойных и лиственных пород. Применение машин позволит увеличить доставку лиственных пород древесины потребителям в течение всего навигационного периода с сохранением качества и без потерь.

1. Рудин М.Н., Артемов П.Я., Любошин М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. — Минск: Выш. шк., 1970. — 628 с.

УДК 630\*378.7

О.С.БУРМЕЙСТЕР, канд.техн.наук (БТИ)

## К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАВИСИМОСТИ КООРДИНАТ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ СПЛОТОЧНЫХ МАШИН ТИПА БТИ ОТ КЛИРЕНСА

Определение координат центра тяжести (ЦТ) сплотовых машин БТИ-2В и ЛР-124 вызвано необходимостью получения данных о плавучести и устойчивости, об основных характеристиках качки их в зависимости от клиренса плавучих оснований.

Координаты центра тяжести  $x_g$ ,  $y_g$  и  $z_g$  вычисляют по следующим формулам:

$$x_g = \frac{\sum P_i x_i}{\sum P_i}; \quad y_g = \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i}; \quad z_g = \frac{\sum P_i z_i}{\sum P_i}, \quad (1)$$

где  $P_i$  — масса  $i$ -х статей нагрузки, определяемые по конструктивным чертежам машины и справочникам;  $x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$  — координаты ЦТ отдельных весовых элементов  $P_i$ .

Изучение зависимостей целесообразно проводить на моделях машин в лабораторных условиях, позволяющих получить основные характеристики качки моделей машин в зависимости от клиренса плавучих оснований. Это связано с тем, что особенностью катамаранного основания машин является непостоянство расстояния между понтонами в процессе работы. Это расстояние может часто изменяться в зависимости от длины сплачиваемых лесоматериалов.

Такая особенность влияет и на статические характеристики плавучего основания. В связи с этим возникла необходимость в первую очередь установить, как меняются координаты ЦТ моделей машин в зависимости от клиренса.

Плавучие основания (понтон) моделей сплотовых машин БТИ-2В и ЛР-124 изготовлены из железа, имеют сложную конфигурацию и выполнены в строгом соответствии с натурой. Для модели машины ЛР-124 длина понтонов 1170, ширина 270, высота 100 мм. Для модели машины БТИ-2В длина понтонов 800, ширина 450, высота переменная 70–100 мм. Соединение между понтонами осуществлено стяжными прутками, крепящимися через разъемные подшпикники к понтонам. При ослаблении прижатия крышек к основанию подшпикника можно производить сдвигание и раздвигание понтонов, т.е. менять клиренс.

На натурах машин помимо направляющих стержней трубчатого сечения с приспособлениями для изменения расстояния между плавучими основаниями имеется еще тавровая балка, служащая монорельсом для передвижения электрической тали. При колебании понтонов на волнении часть нагрузки, приходящейся на стяжные трубы, воспринимает балка. На моделях для этой цели пре-