

ВЛИЯНИЕ УГЛА НАКЛОНА ЗАГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА
НА РАБОТУ ЦЕЛЕВЫХ ОРГАНОВ

Целью данной работы является дальнейшее совершенствование целевых органов разработанного в БТИ им. С.М.Кирова загрузочного устройства [2].

Следует отметить, что универсальность загрузочного устройства во многом определяется многообразием технологических схем его практического применения. В случае использования устройства в качестве буферного магазина или для выгрузки лесоматериалов из воды возникает необходимость установки его под определенным углом к горизонту. Это дает возможность значительно увеличить емкость устройства при небольших его габаритных размерах, что важно для устройств данного типа. Однако такой вариант использования требует проведения дополнительных (по сравнению с вариантом горизонтально-расположения устройства) исследований. В частности, необходимо изучить характер и усилия, воспринимаемые звеньями захватного механизма при различных углах наклона α к горизонту всего загрузочного устройства или направляющих слег (рис. 1), а также влияние угла α на разрешающей способности захватного механизма.

Для решения поставленной задачи в качестве расчетной примем схему, представленную на рис. 1.

Ранее [2] было установлено, что для определения разворачивающих моментов, действующих на кривошип ($M_{кр}$) и кулису ($M_{кл}$) захватного механизма, необходимо установить значения сил, действующих на кулису со стороны заготовки. Определим эти силы, рассматривая равновесие заготовки (рис. 1).

На заготовку, расположенную на направляющих слехах, которые установлены под углом α к горизонту, действуют сила нормальной реакции со стороны кулисы N_1 , сила нормальной реакции со стороны опорной поверхности N и сила тяжести заготовки Q . Кроме того, под действием N_1 и Q возникают силы трения заготовки по опорной поверхности $F_{тр}^{кач}$, а также сила трения заготовки по рабочей поверхности кулисы $F_{тр}$.

На заготовку действует произвольная плоская система сил, удовлетворяющая трем условиям равновесия:

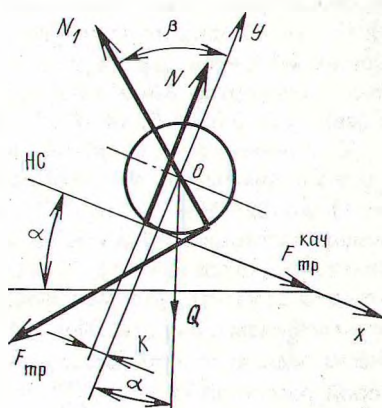


Рис. 1. Схема контакта заготовки с элементами захватного механизма при угле наклона α к горизонту направляющих слег.

$$\Sigma X = F_{\text{тр}}^{\text{кач}} - N_1 \sin \beta - f N_1 \cos \beta + Q \sin \alpha = 0;$$

$$\Sigma Y = N - Q \cos \alpha + N_1 \cos \beta - f N_1 \sin \beta = 0;$$

$$\Sigma M_o = F_{\text{тр}}^{\text{кач}} r - f N_1 r - N k = 0,$$

где β — угол между силой нормальной реакции N_1 , действующей на заготовку со стороны кулисы, и перпендикуляром, восстановленным из центра заготовки к направляющим слегам; k — коэффициент трения качения между заготовкой и направляющими слегам (НС); f — коэффициент трения поверхностей заготовка — рабочая часть кулисы.

Из системы уравнений нормальная составляющая, действующая на заготовку со стороны кулисы, в случае качения будет

$$N_1 = \frac{Q (\eta \cos \alpha + \sin \alpha)}{\sin \beta (1 - \eta f) + \cos \alpha (f + \eta) - f}, \quad (1)$$

где $\eta = k/r$ — условный коэффициент трения качения.

В случае скольжения заготовки по направляющим слегам

$$F_{\text{тр}}^{\text{кач}} = fN. \quad (2)$$

С учетом (2) выражение (1) примет вид

$$N_1 = \frac{Q (f \cos \alpha + \sin \alpha)}{2f \cos \beta + \sin \beta (1 - f^2)}$$

Для случая качения заготовки по опорной поверхности должно быть соблюдено условие

$$\eta \leq f - \frac{f (\operatorname{tg} \alpha + \eta)}{\sin \beta (1 + f \operatorname{tg} \alpha) + \cos \beta (f - \operatorname{tg} \alpha) - f}$$

Дальнейший ход расчета усилий, воспринимаемых звеньями захватного механизма, аналогичен рассмотренному ранее [2].

На рис. 2 приведены графики функциональных зависимостей разворачивающих моментов, действующих на кривошип захватного механизма, от радиуса транспортируемых заготовок при численных значениях α , соответственно равных 0; 0,087; 0,174; 0,349 рад.

Как видно из рис. 2, изменение угла α от 0 до 0,087 рад приводит к увеличению максимальных значений разворачивающего момента $M_{\text{кр}}^{\text{max}}$ от 60 (кривая 1) до 825 Н·м (кривая 2). Характер изменения $M_{\text{кр}}$ в зависимости от радиуса заготовки r практически одинаков для каждой из расчетных схем, принятых к исследованию [3]. Сравнивая графики, изображенные на рис. 2, нетрудно заметить, что максимальные значения момента $M_{\text{кр}}^{\text{max}}$ для захватного механизма, выполненного по второй и третьей расчетным схемам, практически одинаковы по абсолютному значению. Так, при $\alpha = 0,087$ рад для второй расчетной схемы $M_{\text{кр}}^{\text{max}} = 825$ Н·м и для третьей — $M_{\text{кр}}^{\text{max}} = 835$ Н·м,

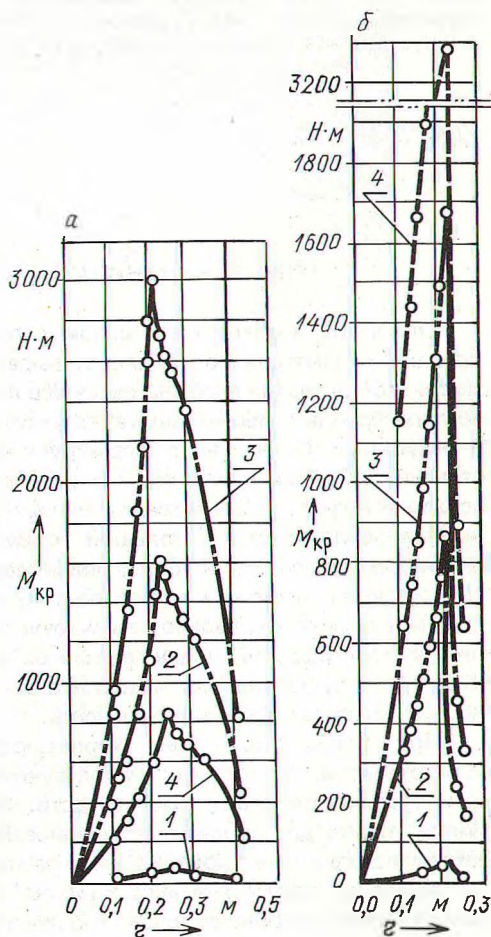
а при $\alpha = 0,174$ рад $M_{кр}^{max} = 1600$ и 1680 Н·м соответственно. Причем максимумы $M_{кр}$ проявляются по каждой из этих схем при достаточно близких значениях радиуса заготовки. Так, $r = 0,23$ м для второй и $r = 0,21$ м для третьей расчетных схем.

Анализ проведенных исследований показывает, что при увеличении угла α для каждой из расчетных схем захватного механизма численные значения разворачивающих моментов, действующих на кривошип, возрастают по зависимости, близкой к параболической. Для захватного механизма, выполненного по второй и третьей расчетным схемам, интенсивность возрастания $M_{кр}$ в зависимости от угла α практически одинакова.

Полученные численные значения $M_{кр}^{max}$ даже для механизма, соответствующего второй и третьей расчетным схемам, не дают основания полагать, что силой тяжести заготовки минимального диаметра, действующим на кривошип механизма, можно создать утапливающий момент, равный или больший $M_{кр}^{max}$.

Таким образом, проведенные теоретические исследования и результаты исследований других авторов [4] дают основание заключить, что при использовании предложенного загрузочного устройства в качестве буферного магазина или для выгрузки лесоматериалов из воды угол наклона к горизонту α направляющих слег должен находиться в пределах $0,44-0,52$ рад, что равно углу внутреннего трения по стали большинства пород древесины. Это позволяет придать пачке заготовок, поступившей в приемную часть загрузочного устройства, компактную форму и исключить вероятность раскатки пачки в процессе ее разбора. Более того, раскатившиеся по направляющим слегам заготовки при угле $\alpha = 0,44-0,52$ рад будут под действием своей силы тяжести

Рис. 2. Зависимости моментов, действующих на кривошип захватного механизма, от радиуса транспортируемой заготовки для второй (а) и третьей (б) расчетных схем:
1 - $\alpha = 0$; 2 - $\alpha = 0,087$; 3 - $\alpha = 0,174$; 4 - $\alpha = 0,349$ рад.



поджиматься к пачке, что должно исключить вероятность образования больших зазоров между заготовками. Как показали результаты дальнейших исследований, угол α , заключенный в рекомендуемых пределах, не оказывает сильного влияния на разрешающую способность захватного механизма, что весьма существенно.

Результаты проведенных исследований по выбору параметров целевых органов предложенного загрузочного устройства использовались при разработке технической документации.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 459391 (СССР). Устройство для поштучной выдачи бревен/С.Х.Будыка, С.С.Лебедь, Д.М.Гайдукевич. — Оpubл. в Б.И., 1975, № 5. 2. Лебедь С.С., Гайдукевич Д.М. Анализ конструкции захватного механизма и определение его основных параметров. — В кн.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. — Минск: Выш. шк., 1981, вып. 11, с. 34—47. 3. Гайдукевич Д.М. Разработка технологии и средств механизации разбора пачек круглых лесоматериалов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1981, с. 19. 4. Выбор лесоразрабатывающих машин в зависимости от размерных характеристик круглых лесоматериалов/Д.К.Воевода, А.К.Редькин, Г.А.Рахманин, А.Я.Чувелев. — М.: ВНИИПИЗИлеспром, 1975, с. 32.

УДК 634.0.323.7.001.6

С.С.ЛЕБЕДЬ, канд. техн. наук,
Н.И.ЖАРКОВ, В.А.БАРБАРЧИК (БТИ)

ТОРЦЕВЫРАВНИВАЮЩАЯ УСТАНОВКА ТГС 10

Одной из необходимых вспомогательных операций при пакетировании круглых лесоматериалов является выравнивание торцов пакетов. Необходимость этой операции вызвана тем, что в процессе сброски с продольного транспортера бревна в лесонакопителях укладываются со значительным разбегом. В результате общая длина формируемой пачки оказывается больше длины отдельных бревен. Выравнивание торцов пакетов позволяет более полно использовать грузоподъемность транспортных средств. Трудоемкость операции выравнивания торцов и большой объем погрузочных работ обуславливают необходимость создания торцевыравнивающих устройств, которые позволяют полностью использовать производительность оборудования и механизмов, применяемых на погрузочно-разгрузочных операциях. При всем многообразии технических решений применяемые сейчас торцевыравнивающие устройства имеют ряд существенных недостатков: повышенные материало- и энергоемкость, невысокая производительность.

При разработке новых торцевыравнивателей предпочтение отдается конструкциям, в которых используются гравитационные силы или силы тяги транспортно-сплочных средств. В этих устройствах привод используется только для придания торцевыравнивающим органам положения, соответствующего длине выравниваемой пачки [1].

Кафедрой транспорта леса БТИ им. С.М.Кирова разработана комбинированная гравитационно-силовая торцевыравнивающая установка ТГС10. Ее