

ловно-коренные и искусственные, преобладают возбудители гнилевых болезней, вызывающие коррозионные гнили в древостоях всех возрастов, включая и перестойные. Механические повреждения и погрызы лосем увеличивают число деревьев с деструктивными гнилями.

В древостоях разновозрастных структур, характеризующихся сложным строением фито- и микоценозов, число деревьев с гнилями коррозионного и деструктивного типов примерно одинаково и колеблется в зависимости от фазы развития в незначительных пределах. Для климаксовых лесов это соотношение близко к 2:1 от числа всех пораженных деревьев.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Дыренков С. А. Структура и динамика таежных ельников.—Л.: Наука, 1984.—172 с. [2]. Рипачек В. Биология дереворазрушающих грибов.—М.: Лесн. пром-сть, 1967.—276 с. [3]. Соловьев В. А., Малышева О. Н. Количественная характеристика микогенного ксилолиза.—Рига: Зинатне, 1980.—С. 35—38.

УДК 630\* : 65.011.54

### К РАСЧЕТУ ДВУХПОТОЧНОЙ КУЛАЧКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

В. Р. КАРАМЫШЕВ

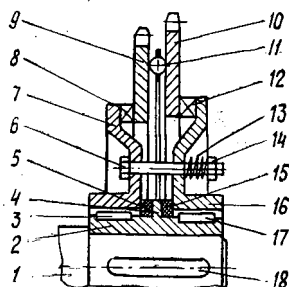
Воронежский лесотехнический институт

В настоящее время любая лесохозяйственная машина защищена от перегрузок однопоточными предохранительными муфтами. Их ставят или в начале кинематической цепи привода, или в каждой ветви разветвленной системы. Первая схема явно нерациональна, так как муфта удалена от объекта защиты, что вызывает при ее срабатывании большие динамические нагрузки. Вторая схема устраняет этот недостаток, однако стоимость защиты повышается. Очевидно, можно найти такие конструктивные решения, которые позволили бы защищать от перегрузок одновременно несколько ветвей разветвленной системы привода лесохозяйственной машины. В этом случае предохранительные муфты должны передавать и различные крутящие моменты на защищаемые объекты, так как разветвленные системы, как правило, потребляют неодинаковые мощности и нагружены разными моментами. Важным требованием к таким предохранительным муфтам является также простота их конструкции.

Разработаны конструкции двухпоточных предохранительных муфт [2—4], которые позволяют передавать различные по величине крутящие моменты одновременно на два рабочих объекта разветвленной системы привода и защищать каждую ветвь и ее рабочий объект от перегрузок. Для таких конструкций характерно как бы раздвоение их ведомых или ведущих полумуфт с использованием рабочих поверхностей, расположенных на разных диаметрах.

На рис. 1 приведена двухпоточная кулачковая предохранительная муфта, которая проста по конструкции, имеет малые габариты и способна передавать значительные крутящие моменты. Она включает неподвижно установленную на валу 1 с помощью шпонки 18 ступицу 2, имеющую буртик 4, две ведущие полумуфты 7 и 16, смонтированные на ступице на шпонках 3 и 17 с возможностью осевого перемещения, и две ведомые полумуфты 9 и 10, разделенные телами качения 11, помещенными в сепараторе и установленными в дорожках качения на

Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема муфты



полумуфтах. Между полумуфтами 7 и 16 и буртиком 4 ступицы 2 поставлены упругие прокладки 5 и 15. Ведущая полумуфта 7 соединена с ведомой 9 торцевыми кулачками 8, а ведущая полумуфта 16 с ведомой 10 — кулачками 12. Кулачки на каждой паре полумуфт расположены на разных диаметрах. Полумуфты 7 и 16 соединены болтами 6, на которых установлены нажимные пружины 13 и регулировочные гайки 14.

Крутящий момент от вала 1, ступицы 2, ведущих полумуфт 7 и 16 передается через кулачки 8 и 12 на ведомые полумуфты 9 и 10, а от них через гибкие передачи на рабочие органы лесохозяйственной машины. Если произошла перегрузка одного рабочего органа, связанного, например, с ведомой полумуфтой 9, последняя останавливается, а ведущая полумуфта 7, преодолев усилие на кулачках, начнет пробуксовывать, разрывая скачкообразно кинематическую цепь и совершая возвратно-поступательное движение по шпонке 3 ступицы 2. В этот момент полумуфты 16 и 10 замкнуты и, опираясь на тела качения 11, продолжают совместно вращаться, передавая момент на второй рабочий орган машины. При перегрузке последнего ведущая полумуфта 16 пробуксовывает по кулачкам ведомой полумуфты 10, а полумуфты 7 и 9 замкнуты.

Упругие прокладки, установленные между буртиком ступицы и ведущими полумуфтами, в момент выхода кулачков из зацепления способствуют отключению муфты, а при замыкании гасят удар (размеры упругих прокладок выбирают такими, чтобы при сборке муфты они были сжаты).

Постановка кулачков на разных диаметрах обеспечивает различный регулировочный момент каждой пары полумуфт при одной и той же силе нажатия пружины и передачу разных крутящих моментов на два рабочих органа в зависимости от сопротивления на них.

Найдем усилие нажимной пружины и передаваемый момент кулачковой двухпоточной предохранительной муфты. Будем рассматривать только одну пару взаимодействующих полумуфт.

При работе муфты на каждой паре ее кулачков возникает осевая сила  $F_a$ , которая зависит от угла профиля кулачка и сил трения на нем. Согласно рис. 2, а

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha - \varphi), \quad (1)$$

где  $F_t$  — окружное усилие на кулачках;  
 $\alpha$  — угол профиля кулачка;  
 $\varphi$  — угол трения.

Выразим окружное усилие через крутящий момент  $T$ :

$$F_t = 2T/D_k,$$

где  $D_k$  — диаметр окружности кулачков.

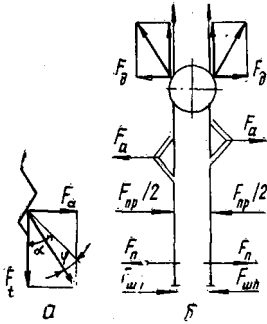


Рис. 2. Схема действующих сил

Тогда уравнение (1) запишется как

$$F_a = 2T \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) / D_k. \quad (2)$$

Кроме осевой силы  $F_a$ , действуют и другие силы (рис. 2, б):

а) сила трения в шпоночном (шлицевом) соединении

$$F_{\text{шп}} = 2T f_{\text{шп}} / d, \quad (3)$$

где  $d$  — диаметр, на котором расположена шпонка;

$f_{\text{шп}}$  — коэффициент трения в шпоночном соединении;

б) усилие нажимной пружины  $F_{\text{np}}$ ;

в) сила сжатия упругих прокладок  $F_{\text{д}}$ ;

г) усилие от центробежных сил  $F_{\text{д}}$ .

Спроектируем действующие силы на горизонтальную ось и запишем уравнение равновесия

$$F_{\text{np}}/2 + F_{\text{д}} = F_a - F_{\text{шп}} + F_{\text{п}}. \quad (4)$$

С учетом (2) и (3) уравнение (4) примет вид

$$F_{\text{np}}/2 + F_{\text{д}} = 2T \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) / D_k - 2T f_{\text{шп}} / d + F_{\text{п}}. \quad (5)$$

Введя коэффициент запаса момента  $k$  и обозначив передаваемый момент как  $T_{\text{п}} = Tk$ , после соответствующих преобразований будем иметь

$$F_{\text{np}} = \frac{4T_{\text{п}}}{D_k} \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_k}{d} f_{\text{шп}} \right] - 2F_{\text{д}} + 2F_{\text{п}}. \quad (6)$$

Из формулы (6) найдем крутящий момент, который может быть передан муфтой:

$$T_{\text{п}} = \frac{(F_{\text{np}} + 2F_{\text{д}} - 2F_{\text{п}}) D_k}{4 [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - D_k f_{\text{шп}} / d]}. \quad (7)$$

Анализируя полученное выражение (7), видим, что у двухпоточных кулачковых предохранительных муфт (как и у обычных однопоточных [6]) передаваемый муфтой крутящий момент с уменьшением значения знаменателя возрастает. При определенных условиях момент может повышаться до бесконечности. В этом случае срабатывание невозможно, так как происходит самоторможение. Для надежной работы муфт необходимо уменьшать трение на кулачках, в шпоночном (шлицевом) соединении и отношение  $D_k/d$ . Желательно [1], чтобы это отношение было равно или меньше единицы.

При расчете двухпоточных предохранительных муфт необходимо учесть возможность перегрузки обоих защищаемых объектов машины, когда будут срабатывать одновременно обе зубчатые полумуфты. В этом

случае нажимные пружины сжимаются на величину, равную сумме высот кулачков первой  $h_1$  и второй  $h_2$  контактирующих полумуфт. Поэтому при проектировании нажимных пружин зазор между их рабочими витками следует устанавливать несколько большим, чем  $h_1 + h_2$ .

В остальном расчет разработанной муфты аналогичен расчету обычных однопоточных кулачковых предохранительных муфт [6]. Однако отдельные ее элементы следует проверить по зависимостям, приведенным в [5], так как при срабатывании и пробуксовке муфты будут возникать динамические нагрузки, превышающие  $T_n$ .

Муфту, рассчитанную с учетом приведенных рекомендаций, испытывали на специальном стенде. Исследования подтвердили хорошую работоспособность муфты: она передавала различные крутящие моменты на два объекта и надежно защищала их от перегрузок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Анилович В. Я., Манчинский Ю. А. Оптимизация параметров кулачковой предохранительной муфты // Вестн. машиностроения.— 1978.— № 12.— С. 13—16. [2]. А. с. 1108267 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 16 D 7/02. Фрикционная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев (СССР).— № 3506321/25—27; Заявлено 28.10.82; Оpubл. 15.08.84, Бюл. № 30 // Открытия. Изобретения.— 1984.— № 30.— С. 145. [3]. А. с. 1428861 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 16 D 7/02. Двухпоточная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев, М. С. Метальников, Ф. И. Алябьев (СССР).— № 3937631/31—27; Заявлено 28.06.85; Оpubл. 07.10.88, Бюл. № 37 // Открытия. Изобретения.— 1988.— № 37.— С. 137. [4]. Карамышев В. Р. О классификации предохранительных муфт лесохозяйственных машин // Лесн. журн.— 1989.— № 5.— С. 27—30.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Карамышев В. Р., Нартов П. С. Повышение надежности работы предохранительных муфт лесохозяйственных машин.— Воронеж: ВГУ, 1983.— 140 с. [6]. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам.— Л.: Машиностроение, 1979.— 344 с.

УДК 536.24

## АЭРОДИНАМИКА ОТНОСИТЕЛЬНО ДЛИННЫХ ЦИКЛОННЫХ КАМЕР С ГЛУБОКО ВСТРОЕННЫМ ВЫХОДНЫМ КАНАЛОМ

Ю. Л. ЛЕУХИН, А. Н. ОРЕХОВ, Э. Н. САБУРОВ

Архангельский лесотехнический институт

Увеличение длины циклонных аппаратов, применяемых в целлюлозно-бумажном и деревообрабатывающем производствах, приводит к появлению неравномерности распределения основных аэродинамических характеристик потока по длине аппаратов. Кроме того, ввод и вывод газов с одной стороны рабочего объема при определенных условиях также способствует образованию застойной зоны у глухого торца [3]. Однако в ряде теплообменных и рекуперативных устройств [1] односторонний ввод и вывод потока оказывается наиболее предпочтительным благодаря простоте компоновки, так как нет необходимости компенсировать температурные напряжения и т. д. [1]. Одним из способов повышения проточности рабочего объема камеры в этих условиях, а следовательно, и конвективного теплообмена на его боковой поверхности является организация искусственной схемы движения осевых потоков с помощью глубоко встроенного выходного канала.

В настоящей работе приведены результаты изучения аэродинамики циклонных камер большой относительной длины с глубоко встроенным в рабочий объем выходным каналом и некоторые рекомендации по их расчету.

Исследования проводили на горизонтальной модели технически гладкостенного циклонного устройства, рабочий участок которого наби-