

Следовательно, каштан съедобный как хозяйственно ценная древесная порода заслуживает значительно большего внимания со стороны лесоводов и более широкого внедрения в пределах его возможного произрастания.

Поступила 24 января 1989 г.

УДК 674.05

## СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ НАТЯЖЕНИЯ ПИЛ ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫХ СТАНКОВ

В. И. ВЕСЕЛКОВ, В. Е. ШУИН, Б. А. ВЕСЕЛКОВА

Архангельский лесотехнический институт

Одна из тенденций совершенствования конструкций ленточнопильных станков заключается в переходе от наиболее распространенных рычажно-грузовых и пружинных механизмов натяжения ленточных пил к гидравлическим и пневматическим. Недостаточная изученность работоспособности конструкций механизмов натяжения пил, встречающихся в отечественной практике лесопиления и деревообработки, создает определенные трудности при выборе и обосновании предпочтительной системы натяжения в процессе проектирования новых моделей станков. . .

Анализ результатов наблюдений за эксплуатацией станков, оснащенных различными типами механизмов натяжения пил, позволяет разработать мероприятия, располагающие потенциальными возможностями для компенсации или исправления несовершенства рычажно-грузового механизма натяжения ленточных пил. Реализация этих мероприятий возможна в случае надежной экспериментальной информации, количественно устанавливающей эффективность соответствующей системы натяжения пил.

В качестве основного критерия, объективно отражающего условия и характер стабилизации усилия натяжения ленточной пилы, принято считать [5] изменение первоначального усилия натяжения  $\Delta N_0$  пилы в процессе работы станка в холостом режиме или при пилении древесины. Информация о характере влияния всех реально возможных возмущающих факторов на величину  $\Delta N_0$  позволяет анализировать изменения в напряженном состоянии ленточной пилы в динамике и служит основанием для прогнозирования динамической (усталостной) ее прочности.

Поэтому при исследованиях различных конструкций механизмов натяжения пил, при прочих равных условиях, следует располагать частотными характеристиками основных узлов и элементов механизма резания станка, необходимыми для расшифровки экспериментальной информации о проходящих в этих механизмах процессах. Частота дополнительных динамических нагрузок, воздействующих на пилу при работе вхолостую, соответствует частоте вращения пильных шкивов и находится в пределах 10...12 Гц. Собственные частоты колебаний подвижного суппорта верхнего и ведущего (нижнего) пильных шкивов несоизмеримо выше, а амплитуды их собственных колебаний незначительны [2]. Теоретически определение частот собственных колебаний элементов механизма резания ленточнопильных станков не вызывает затруднений и легко проверяется при расшифровке осциллограмм исследуемых процессов.

В соответствии с комплексной программой исследований, вытекающей из анализа работ [1, 4, 6], нами исследованы рычажно-грузовой, пружинный и гидравлический механизмы натяжения ленточных пил.

Исследования выполнены на специальной экспериментальной установке, созданной на базе станка модели «Стандарт» ( $D_{\text{шк}} = 1000$  мм,  $B_{\text{шк}} = 80$  мм) [3] и выверенной в соответствии с нормами точности на ленточнопильные станки.

Величина радиального биения рабочей поверхности обода верхнего пильного шкива не превышала 0,08 мм, а у приводного шкива — соответственно 0,05 мм. По нормам точности этот показатель не должен превышать 0,08 мм. Однако нами установлено, что для оценки динамических явлений в механизме резания ленточнопильных станков необходим дополнительный более объективный критерий, характеризующий точность установки пильных шкивов, а также состояние их опорных подшипников.

Ранее, в производственных условиях, при многократных обследованиях технического состояния станков различных конструкций (модели ЛД-140, фирмы «Каналли», фирмы «Тюгоку Кикай» и др.) мы обнаружили резкое повышение радиального биения шкивов после нагружения ленточных пил с усилием натяжения, соответствующим условиям распиловки.

Отмеченное позволяет утверждать о целесообразности введения в стандарт на точность ленточнопильных станков дополнительного критерия — радиального биения пильных шкивов при рабочем усилии натяжения пилы. Применительно к экспериментальной установке [3] при натяжении ленточной пилы с усилием, обеспечивающим предварительное напряжение в полотне около 80 МПа, радиальное биение рабочей поверхности обода верхнего шкива составляло 0,31 мм; нижнего шкива — 0,56 мм.

Важность и целесообразность этого дополнительного критерия подтверждается результатами измерения поперечных биений (отклонений) полотна пилы в зоне резания, которые в нашем случае достигали 0,23 мм, хотя по стандартам на ленточнопильные станки механизм резания экспериментальной установки характеризуется, как близкий к идеальному.

Следовательно, условия обнаружения радиальных биений пильных шкивов при воздействии на них усилий натяжения пил представили возможность проведения исследований трех систем натяжения при идентичных условиях.

На первом этапе опытов в качестве возмущающего фактора системы было принято аналогичное изменение радиального биения пильных шкивов (естественное при одинаковом усилии натяжения пилы), фиксированное постоянным по начальному моменту ориентации пильных шкивов, максимальные радиальные биения которых устанавливались в противофазах.

Конструкция экспериментальной установки позволяла оперативно заменить рычажно-грузовой механизм натяжения пил гидравлическим, пружинным или пневматическим. Пружинную систему натяжения моделировали при отключении рычажно-грузовой системы за счет включения в разъем винтовой передачи предварительного подъема верхнего шкива образцового динамометра сжатия типа ДОСМ-5, заменяемого для варьирования жесткостных характеристик системы аналогичным типа ДОСМ-3.

Схема (рис. 1) экспериментальной установки позволяла определять влияние возмущающих факторов тензометрическим методом по деформациям тензодатчиков, наклеенных на чувствительный элемент, конструктивно введенный в разъем винтовой

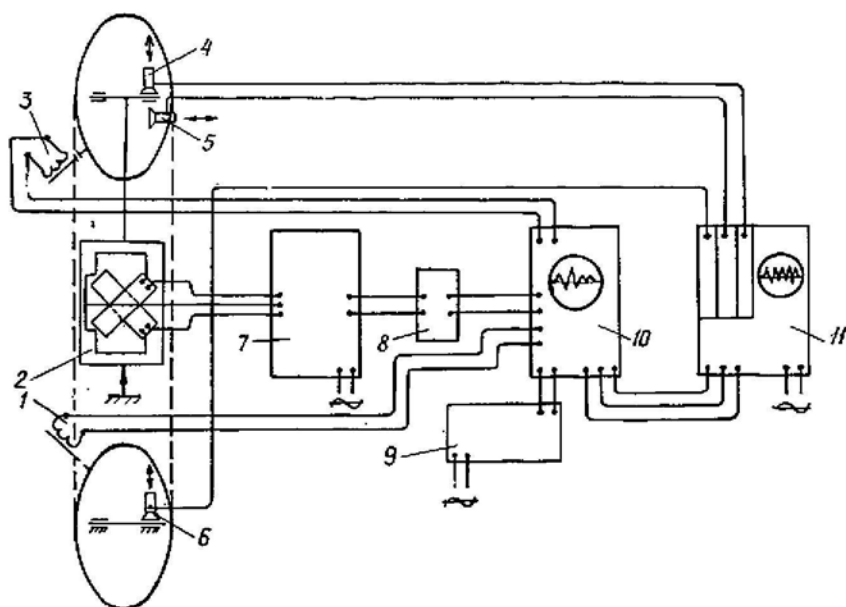


Рис. 1. Принципиальная измерительная схема экспериментальной установки: 1, 3 — датчики оборотов; 2 — чувствительный элемент; 4, 5, 6 — пьезоэлектрические датчики ускорения типа КД-35; 7 — усилитель типа ТА-5; 8 — фильтр низких частот (НЧ); 9 — ВП-131; 10 — светолучевой осциллограф типа Н-105; 11 — трехканальный виброизмеритель типа SM-231

передачи. В качестве чувствительного элемента, воспринимающего изменения динамической нагрузки в системе натяжения ленточной пилы, использовали упругий толстостенный стальной стакан значительной жесткости. На него наклеивали тензодатчики типа 2ПКБ, включаемые в полумостовую схему измерения с исключением температурных, крутильных и изгибных деформаций.

Применение чувствительного элемента повышенной жесткости было продиктовано необходимостью сохранить сопоставимую конструктивную жесткость механизма резания станка, ибо использование более чувствительного и более упругого элемента было нежелательно и могло привести к определенному изменению жесткостных параметров системы натяжения.

Схема (рис. 1) обеспечивала сопоставимость результатов исследований при применении различных систем натяжения ленточной пилы. Для усиления сигналов тензодатчиков использовали усилитель типа ТА-5. Усиленные электрические сигналы деформаций тензодатчиков направляли через специальный фильтр низких частот и регистрировали на светолучевом осциллографе типа Н-105.

Для регистрации частоты вращения пильных шкивов использовали индуктивные датчики, изготовленные на базе электромагнитной системы телефонных наушников и жестко закрепленные на станине станка. Функцию якоря выполнял стальной вит, ввернутый в торец обода пильного шкива и проходящий (с минимальным зазором за каждый оборот шкива) через электромагнитную систему датчика. Импульс тока, индуцируемый в системе датчика при резком изменении магнитного сопротивления системы, регистрировался на осциллограмме процесса в виде всплеска с последующим затуханием его амплитуды с частотой, равной собственной частоте применяемого шлейфа гальванометра.

Параллельно с регистрацией динамических нагрузок в механизме резания измерительной схемой была предусмотрена возможность получения количественной информации о колебаниях верхнего и приводного пильных шкивов. Для снятия частотных характеристик колебаний шкивов использовали пьезоэлектрические датчики ускорения типа КД-35 и трехканальный виброизмеритель типа SM-231 (производства ГДР).

Сигналы пьезоэлектрических датчиков, обеспечивающих регистрацию вибраций в диапазоне от 2 Гц до 15 кГц, после усиления в виброизмерителе направлялись непосредственно на осциллограф типа Н-105 и фиксировались на общей осциллограмме исследуемого процесса, параллельно с сигналами тензодатчиков и индуктивных датчиков оборотов пильных шкивов.

Образец осциллограммы динамических процессов, происходящих в механизме натяжения пилы станка, представлен на рис. 2.

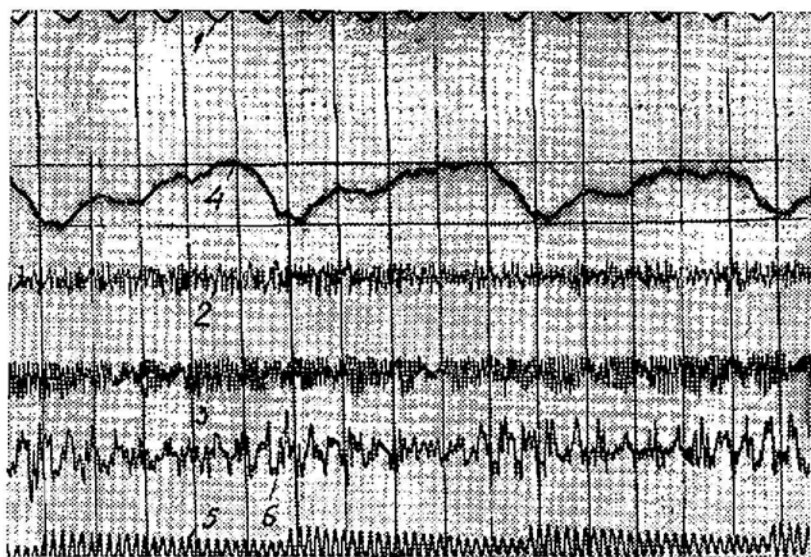


Рис. 2. Образец осциллограммы процесса: 1 — отметчик времени; 2 — виброремещение опорного узла нижнего шкива; 3 — виброремещение суппорта верхнего шкива; 4 — деформация чувствительного элемента; 5 — отметчик оборотов пильного шкива; 6 — осевое виброремещение суппорта верхнего шкива

Условия опытов обеспечивали возможность проведения сравнительных исследований работоспособности всех трех систем натяжения ленточной пилы с усилиями, обеспечивающими предварительные напряжения в плее 80 и 100 МПа при скорости резания (движения пилы), равной  $\sim 32$  м/с. Пила (длиной 7 000 мм, шириной 100 мм, толщиной 1,0 мм) была подготовлена в соответствии с требованиями технологических режимов РИ 04-00 «Подготовка делительных ленточных пил».

Для рычажно-грузовой системы натяжения при начальном натяжении пилы  $\sigma_0 = 80$  МПа изменение усилия натяжения  $\Delta N_0$  (устанавливаемое по амплитуде колебаний нагрузки на чувствительный элемент измерительной системы) находилось в пределах от 109,2 до 133,2 Н, а при  $\sigma_0 = 100$  МПа — в пределах от 83,1 до 108,2 Н.

Неустойчивый характер динамических явлений зафиксирован также при исследовании работоспособности пружинного механизма. Так, при  $\sigma_0 = 80$  МПа изменение усилия натяжения составляло от 73,6 до 82,1 Н, а при увеличении  $\sigma_0$  до 100 МПа — от 62,3 до 87,7 Н. Закономерности изменений усилия натяжения пилы не обнаружено при применении в опытах динамометров как типа ДОСМ-3, так и ДОСМ-5.

Наиболее стабильными динамические процессы были при применении гидравлической системы натяжения ленточной пилы. Так, при  $\sigma_0 = 80$  МПа средние значения изменений усилия натяжения не превышали 40 Н, а при  $\sigma_0 = 100$  МПа — не превышали 32 Н.

Выявлено, что даже вероятностный подбор жесткостных характеристик пружинного механизма, ориентированного на максимально допустимую конструкцией станка силу натяжения пилы  $N_{0, max}$  обеспечивает некоторое повышение демпфирующей способности системы на возмущающие факторы (по сравнению с рычажно-грузовой системой натяжения).

Показано, что для гидравлической системы натяжения, жесткостные характеристики которой соответствовали серийной конструкции гидроцилиндра (подобранного также по показателю  $N_{0, max}$ ), демпфирующую способность можно регулировать, изменяя жесткостные па-

раметры. В этом случае более целесообразна плунжерная конструкция гидравлического цилиндра (штока гидроцилиндра).

При расшифровке осциллограмм установлено, что частота вертикальных колебаний подвижного суппорта для верхнего пильного шкива составляет около 550, для нижнего — 340 Гц.

Результаты исследований подтвердили предположение о том, что техническое состояние ленточнопильных станков более объективно можно оценить по радиальным биениям рабочих поверхностей ободов пильных шкивов не в свободном состоянии, а при установке ленточных пил и нагружении их максимально допустимой по конструкции станка нагрузкой.

Анализ полученных результатов позволяет заключить, что более целесообразно применять гидравлические механизмы натяжения пил, обладающие реальной способностью демпфировать изменение дополнительных и случайных динамических нагрузок, возникающих при эксплуатации станков. Полученная экспериментальная информация вносит существенную определенность в расшифровку сложной картины динамических процессов, имеющей место в механизме резания станка в момент пиления древесины на следующем этапе исследований.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Веселков В. И., Веселкова Б. А. Особенности влияния наклона пильных шкивов ленточнопильных станков на напряженное состояние и устойчивость ленточных пил // Лесн. журн.— 1982.— № 3.— С. 79—83.— (Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Веселков В. И., Веселкова Б. А., Исупова Т. С. Исследование работоспособности различных конструкций механизмов натяжения пил ленточнопильных станков // Машины и инструменты деревообрабатывающих производств: Межвуз. сб. науч. тр ЛТА / Л.: РИО, 1981.— Вып. 8.— С. 60—64. [3]. Веселков В. И., Исупова Т. С. Экспериментальная установка для исследования динамики механизмов резания ленточнопильных станков // Лесн. журн.— 1981.— № 3.— С. 78—82.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Новосельцев В. П., Селезнев А. Ф. Влияние изменения силы натяжения на динамическую устойчивость рамных и ленточных пил // Лесн. журн.— 1974.— № 6.— С. 75—78.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Тунелл Б., Веселков В. И., Палмквист Г. О влиянии некоторых факторов на динамику нагрузок при ленточнопильной распиловке / [Науч. тр.] Svenska Trä-forskningsinstitutet. Serie A.— 1977.— № 454.— 45 с. [6]. Феоктистов А. Е. Ленточнопильные станки.— М.: Лесн. пром-сть, 1976.— 156 с.

Поступила 31 января 1989 г.

УДК 674.06

### ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЧНОСТИ АДГЕЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ

А. В. ФЕДАК, В. Ф. КАЧАН, Л. А. СУН-ЧЕН-ЛИ

Львовский лесотехнический институт

В деревообработке для количественной оценки прочности адгезионных соединений, получаемых в результате формирования лакокрасочных площадей на древесных подложках, нашел применение метод равномерного (нормального) отрыва штифтов [4].

Суть метода заключается в том, что к штифту, приклеенному к исследуемой площади, прикладывают нагрузку с определенной скоростью нарастания. Прочность измеряют на площади, ограниченной диаметром надреза вокруг штифта.

Из многочисленных факторов, присущих данному методу и существенно влияющих на прочность, можно выделить такие, как скорость, с которой происходит нагружение штифта, а также площадь, подвергающаяся отрыву и именуемую в дальнейшем площадью отрыва [1, 3,