

630*
В49

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР**

Белорусский технологический институт им. С. М. Кирова

На правах рукописи

630* В49, 2

ВИНОГРАДОВ Василий Александрович

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГУСЕНИЧНОГО
ПРОТАСКИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА
СУЧКОРЕЗНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК**

05.21.01. «Технология и механизация лесного хозяйства
и лесозаготовок»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1979

Работа выполнена в лаборатории очистки стволов от сучьев Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института механизации и энергетики лесной промышленности (ЦНИИМЭ).

- Научный руководитель — кандидат технических наук
Манухин Г. Ф.
- Научный консультант — доктор технических наук,
профессор **Воевода Д. К.**
- Официальные оппоненты — доктор технических наук,
профессор **Мовнин М. С.;**
кандидат технических наук
Ходосовский М. В.
- Ведущее предприятие — Шуйско-Виданский леспромхоз
объединения «Кареллеспром».

Защита состоится « *6* » *нояб.* 1979 г.
в « *6* » часов на заседании специализированного совета
К.056.01.01. Белорусского технологического института
им. С. М. Кирова.

Отзывы по автореферату в двух экземплярах с заверенными подписями направлять по адресу: 220630, г. Минск-50, ул. Свердлова, 13а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан «*23*» *нояб.* 1979 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

И. Э. Рихтер

630x
B49

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Утвержденными XXV съездом Коммунистической партии Советского Союза "Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы" предусмотрено увеличить производство продукции в лесной промышленности на 22-25% и повысить производительность труда на 25-27%.

Повышение производительности труда может быть достигнуто механизацией ручных операций, и прежде всего очистки деревьев от сучьев, являющейся одной из трудоемких и наименее механизированных операций лесозаготовительного процесса. Удельный вес затрат на этой операции составляет 10-12% по всему лесозаготовительному циклу и 34,4% по лесосечным работам.

В настоящее время машинная очистка деревьев от сучьев осуществляется в Советском Союзе самоходными сучкорезными машинами ЛО-72 и ЛП-30, а также стационарными установками типа ПСЛ и МСР. В 1978 г. этими машинами и установками обработано 24 млн.м³ древесины, или 11% от всего объема заготовленной Минлеспромом СССР древесины.

По ряду показателей, и прежде всего по производительности и надежности существующие сучкорезные машины не в полной мере отвечают требованиям отрасли. Экономическая эффективность от внедрения машин и установок все еще довольно низкая. В этой связи особенно актуальны исследования, результаты которых могут быть использованы при совершенствовании существующих и разработке новых сучкорезных машин.

Одним из перспективных направлений в решении проблемы очистки деревьев от сучьев является создание сучкорезных машин и установок с протаскивающим устройством гусеничного типа, работа которого изучена недостаточно.

Отсутствием данных, необходимых для проектирования гусеничного протаскивающего устройства, а также перспективностью сучкорезных машин и установок с подающими механизмами непрерывного действия и обусловлены выбор темы, цель и направление исследования.

Цель исследования. Основная цель исследования заключалась в определении показателей процесса сцепления подающих элементов с круглыми лесоматериалами в юре и параметров гусеничного протаскивающего устройства сучкорезных машин.

Методика исследования. Разработка темы проводилась путем

5352 ар
БИБЛИОТЕКА БТИ
им. С. М. Кирова

теоретических и экспериментальных исследований, заключающихся в анализе сил сцепления гусеничных подающих элементов с лесоматериалами, на основе которого выбран математический аппарат для расчета тягово-сцепных показателей протаскивающего устройства; в составлении математической модели протаскивающего устройства сучкорезных машин и установок; в исследовании на лабораторном стенде влияния различных факторов на глубину внедрения гусеничных подающих элементов в лесоматериалы и коэффициент их сцепления; в проверке результатов лабораторных исследований в производственных условиях и определении оптимальных параметров гусеничного протаскивающего устройства; в технико-экономической оценке результатов проведенных исследований.

Научная новизна. Впервые исследован процесс сцепления гусеничных подающих элементов с лесоматериалами в юре с учетом влияния основных факторов и работа протаскивающего устройства в производственных условиях. Предложены для практического применения рациональные профили подающих элементов и определены оптимальные параметры гусеничного протаскивающего устройства.

Разработана математическая модель протаскивающего устройства сучкорезных машин и установок, на базе которой исследован характер формирования динамических нагрузок подающего механизма гусеничного типа.

Практическая значимость. Применение гусеничного протаскивающего устройства в сучкорезных машинах и установках открывает возможности для значительного повышения их технического уровня.

Разработанная математическая модель протаскивающего устройства и параметры гусеничных подающих элементов использованы при создании новых сучкорезных машин.

Практическую ценность выполненного исследования подтверждают результаты эксплуатационных испытаний экспериментальных образцов сучкорезных машин типа ЛО-69 и ЛП-51. Расчетный годовой экономический эффект от внедрения разработанных рекомендаций составляет около 11 тыс.руб. на одну сучкорезную машину.

Реализация и апробация. Результаты исследования гусеничного протаскивающего устройства нашли практическое применение при создании стационарной установки типа ЛО-69, эксплуатируемой в Суккозерском лесопрохозе объединения "Кареллеспром", и самоходной сучкорезной машины ЛП-51, разработанной по заданию О.53.01.01.03

Государственного комитета Совета Министров СССР по науке и технике. Результаты исследований использованы также при разработке проекта Государственного стандарта "Машины сучкорезные. Типы и основные параметры".

По материалам диссертационной работы сделан доклад на научно-технической конференции научных сотрудников и конструкторов ЦНИИМЭ (1975 г.); опубликовано 5 статей, написано 4 научных отчета и получено 13 авторских свидетельства на изобретения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести разделов, выводов, списка литературы из 58 наименований и 6 приложений. Текстовая часть изложена на 174 страницах машинописного текста с 12 таблицами и 34 рисунками.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована тема исследования и дана краткая аннотация продолженной работы.

В первом разделе наряду с классификацией сучкорезных машин дается анализ их конструкции и показателей работы.

В нашей стране очистка деревьев от сучьев производится самоходными сучкорезными машинами и стационарными установками. Последние по способу очистки деревьев от сучьев подразделяются на поштучно-сучкорезные и установки для групповой обработки деревьев.

По выполняемым операциям отечественные машины и установки для очистки деревьев от сучьев разделяются на сучкорезные и сучкорезно-раскряжевые.

Анализ работ по созданию и эксплуатации сучкорезных машин показывает, что на ближайшую перспективу ведущая роль в решении проблемы очистки деревьев от сучьев отводится машинам и установкам с поштучной обработкой деревьев. Одну выпускаемые сучкорезные машины и установки имеют низкую производительность и надежность.

Одним из основных механизмов, определяющих производительность и надежность сучкорезных машин и установок, является протаскивающее устройство. Опыт эксплуатации свидетельствует, что свыше 50% простоев машин по техническим причинам связано с отходами протаскивающего устройства. Время протаскивания деревьев составляет 60-65% от общей продолжительности цикла равного 55-60 с.

Исходя из требований технологического процесса, протаскивающее устройство должно обеспечивать необходимое тяговое усилие без

повреждения древесины, обладать высокой пропускной способностью и надежностью. Этим требованиям в наибольшей мере отвечают устройства гусеничного типа.

Во втором разделе анализируются проведенные ранее исследования гусеничного протаскивающего устройства, изучается дерево, как объект обработки сучкорезными машинами.

Гусеничную подачу древесины исследовали ранее д-р техн. наук, проф. М.С.Мовнин, канд. техн. наук В.В.Захаров, С.А.Боровский и др. Из анализа проведенных исследований следует, что принципиальные вопросы теории гусеничной подачи древесины в станках чистой обработки пиломатериалов решены д-ром техн. наук, проф. М.С.Мовниным. Вопросы сцепления подающих элементов с лесоматериалами в коре им не рассматривались.

Предельные значения коэффициента сцепления лесоматериалов в коре с гусеничными подающими элементами, покрытыми резиной, были исследованы В.В.Захаровым экспериментальным путем на лабораторном стенде. Результаты экспериментальных исследований сцепления обрезиненных подающих элементов с круглыми лесоматериалами не были проверены в производственных условиях.

В перечисленных выше работах исследования посвящены определению сил сцепления отдельно взятых подающих элементов (зацепов гусеницы). Исследования работы протаскивающего устройства в целом не проводилось.

До настоящего времени не существовало теоретических предположений и экспериментальных данных для выбора рациональных профилей и расчета тягово-сцепных показателей гусеничных подающих элементов, а также исследований по обоснованию параметров гусеничного протаскивающего устройства.

На процесс сцепления гусеничных подающих элементов со стволом и параметры протаскивающего устройства существенное влияние оказывают усилие прижима и геометрические параметры элементов, порода и диаметр обрабатываемых деревьев, состояние древесины.

Основные задачи наших исследований состояли в том, чтобы:

- провести теоретический анализ процесса сцепления гусеничных подающих элементов с лесоматериалами в коре;
- разработать математическую модель протаскивающего устройства сучкорезной машины;
- провести экспериментальные исследования в лабораторных условиях процесса сцепления гусеничных подающих элементов с лесомате-

риалами в коре, определив при этом: глубину внедрения подающих элементов в лесоматериалы в зависимости от усилия прижима, геометрических параметров элементов, диаметра, породы и состояния древесины; коэффициенты сцепления гусеничных подающих элементов с круглыми лесоматериалами в зависимости от основных факторов; удельное давление подающих элементов в зоне контакта с корой и древесиной; оптимальный профиль и шаг расположения зацепов на опорной поверхности гусениц;

- проверить результаты теоретических и экспериментальных исследований в производственных условиях и определить: коэффициент сцепления элементов гусеничного протаскивающего устройства со стволом в зависимости от усилия прижима, скорости подачи, диаметра обрабатываемых деревьев, породы и состояния древесины; оптимальные варианты подающих элементов; максимальное тяговое усилие протаскивающего устройства; потребляемую мощность привода; цикл обработки дерева и его составляющие; повреждаемость коры и древесины зацепами подающих элементов;

- выполнить технико-экономическую оценку проведенных исследований.

Третий раздел посвящен теоретическим исследованиям процесса сцепления гусеничных подающих элементов с лесоматериалами в коре.

При перематывании гусеничной цепи ведущим колесом (рис.1) ее опорная ветвь оказывает давление на отвол дерева в радиальном направлении. От действия сил сопротивления перерезанию сучьев, массы дерева и сил трения его о ножи на опорную ветвь гусеницы действует касательная реакция коры и древесины, называемая силой тяги T , создаваемой двигателем, обеспечивающим движение гусеничных цепей.

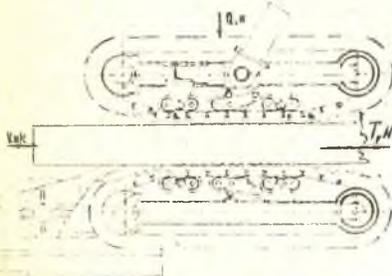


Рис.1. Общий вид гусеничного протаскивающего устройства

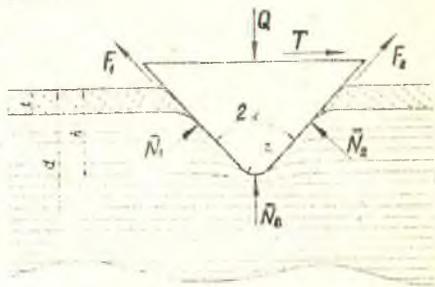


Рис.2. Схема действия сил на зацеп

От тягово-цепных качеств подающих элементов зависит их количество в гусеничной цепи, схема подвески опорной поверхности гусениц и, следовательно, степень сложности и металлоемкость механизма.

Основными показателями, характеризующими тягово-цепные качества гусеничного протаскивающего устройства являются коэффициент сцепления φ_{max} подающих элементов со стволом и глубиной их внедрения h в кору и древесину.

Подающие элементы гусеничного протаскивающего устройства должны обеспечивать необходимое тяговое усилие без повреждений древесины по всей длине ствола и иметь высокий коэффициент сцепления. На практике наибольшее распространение нашли подающие элементы, снабженные клиновидными зацепами. От действия на зацеп нормальной нагрузки Q (рис.2) последний, внедряясь в лесоматериал, вызывает в нем сложную деформацию: смятия, сжатия и изгиба коры и древесины. Вследствие симметричности зацепа и одинаковых физико-механических свойств коры и древесины по обе стороны клина можно с достаточной точностью принять, что силы \bar{N}_1 и \bar{N}_2 равны по модулю и направлены под углом $\alpha + \rho$ к оси ствола, т.е. $\bar{N}_1 = \bar{N}_2 = \bar{N}_r$, где ρ - угол трения. Зацеп под действием указанных сил находится в равновесии, поэтому усилие прижима Q равно

$$Q = 2N_r \sin(\alpha + \rho) + N_g,$$

где N_g - усилие, действующее на вершине зацепа, Н.

$$N_g = 2q_1 \left[\sqrt{dh - h^2} - \sqrt{(h-t)(d-h-t)} \right] + 2q_2 \sqrt{(h-t)(d-h-t)};$$

q_1 и q_2 - удельное давление вершины зацепа соответственно на кору и древесину, МПа.

Вертикальная составляющая усилий, действующих на грани зацепа

$$2N_r \sin(\alpha + \rho) = 4(tg\alpha + f_x) \sigma_{ксп} \left[\frac{h^{3/2}(10d-3h)}{15\sqrt{d}} - (h-t)^{3/2} \right] \times \\ \times \frac{10(d-2t)-3(h-t)}{15\sqrt{d-2t}} + 4(tg\alpha + f_y) \sigma_{гсп} (h-t)^{3/2} \times \\ \times \frac{10(d-2t)-3(h-t)}{15\sqrt{d-2t}}, \quad (1)$$

где f_k и f_d - коэффициент трения грани зацепа соответственно по коре и древесине;

σ_{kcp} и σ_{dcp} - среднее удельное давление боковых граней зацепа на кору и древесину.

Если учесть, что удельные давления в зоне контакта вершины и боковых граней зацепа с корой и древесиной одинаковы и равны среднему значению q_k и q_d , уравнение (I) можно представить в другом виде: при $h > t$ $Q = q_k F_k + q_d F_d$;
при $h \leq t$ $Q = q_k F_k$,

где F_k - площадь контакта зацепа с корой;

F_d - площадь контакта зацепа с древесиной.

Тяговое усилие зацепа $T = \varphi_{max} \cdot Q$.

Оптимальный шаг расположения зацепов на подающем элементе определяется по формуле

$$S = 2[hctg(\bar{n} - \bar{n}/2 - \alpha)].$$

Численные значения удельных давлений q_k и q_d , а также функциональные зависимости глубины внедрения h подающих элементов в лесоматериалы и коэффициенты их сцепления φ_{max} от основных факторов установлены в результате экспериментальных исследований на лабораторном стенде.

В четвертом разделе представлены экспериментальные исследования, которые проводились с целью проверки приемлемости допущений, принятых в теоретической части диссертационной работы, обоснования рациональных профилей и параметров гусеничных подающих элементов.

Для проведения исследований были отобраны свежесрубленные образцы ели и березы в коре диаметром 0,15; 0,30 и 0,45 м.

С образцами взаимодействовали обрезиненный и металлические подающие элементы (рис.3).

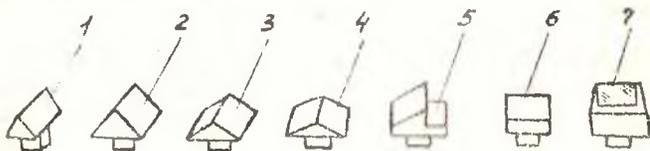


Рис.3. Подающие элементы: 1; 2, 3, 4 - клиновидные с углом заострения 2α соответственно равным 1,05; 1,57; 2,10 и 2,36 рад (60° ; 90° ; 120° и 135°); 5 - с углом заострения $\alpha = 1,05$ рад; 6 - прямоугольный; 7 - оваловидный.

Сила прижима подающих элементов к образцу изменялась от 4905 до 10020 Н с интервалом 4905 Н.

Исследования проводились при температуре $t_1 \approx 298^\circ\text{K}$ ($\approx 20^\circ\text{C}$) и $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ ($\approx -20^\circ\text{C}$) на стенде, разработанном ЦНИИЛЭ.

В результате исследований получены зависимости $h = f(Q)$ и $\varphi_{\text{max}} = f(Q)$, рис. 4 и 5.

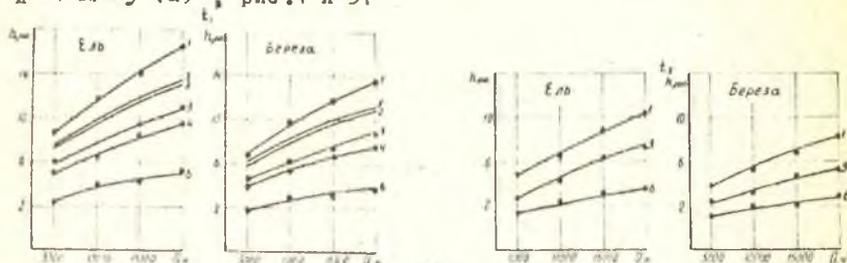


Рис. 4. Влияние усилия прижима Q на глубину внедрения h подающих элементов в /1-6/ при положительных и отрицательных температурах

Установлено, что между величинами h и Q , φ_{max} и Q существует линейная зависимость с коэффициентом корреляции 0,95-0,99. С увеличением усилия прижима Q (рис. 4) рост глубины внедрения h замедляется. Это объясняется тем, что при малых значениях Q происходит в основном смятие только коры, а с увеличением Q начинается смятие и разрушение древесины, удольное сопротивление которой значительно выше. Кроме того, площадь контакта элемента с корой и древесиной при его внедрении возрастает стремительнее, чем величина h .

Диаметр лесоматериалов d , при постоянстве остальных параметров не оказывает влияния на глубину внедрения h . Это можно объяснить тем, что с увеличением диаметра d , толщина коры t тоже увеличивается.

Глубина внедрения подающих элементов в еловые лесоматериалы на 16-21% выше, чем березовые. С понижением температуры до $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ глубина внедрения элементов в еловые лесоматериалы уменьшается на 44,8% и березовые на 43,0%.

На рис. 5 представлены графики зависимости коэффициента сцепления φ_{max} подающих элементов от усилия прижима Q .

Из графиков видно, что коэффициент сцепления подающих элементов φ_{max} с еловыми и березовыми лесоматериалами при увеличении усилия Q с 4905 до 10020 Н уменьшается для кешированных

элементов с углом заострения $1,05$ рад и $1,57$ рад на 14% ; прямоугольного, обрезиненного и клиновидных элементов, угол заострения которых $2\alpha = 2,10$ рад и $2\alpha = 2,36$ рад, коэффициент φ_{max} уменьшается на $49,9\%$.

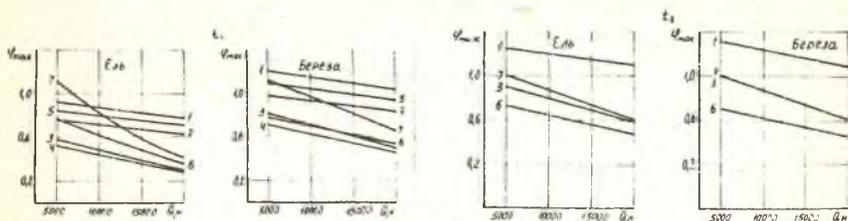


Рис. 5. Влияние усилия прижима Q на коэффициент сцепления φ_{max} подающих элементов / $1 - 7$ /

Увеличение угла заострения с $1,05$ рад до $2,10$ рад снижает коэффициент φ_{max} для ели на 36% , березы на $34,5\%$.

При температуре $t_1 \approx 293^\circ\text{K}$ коэффициент φ_{max} клиновидных элементов с березовыми лесоматериалами больше φ_{max} аналогичных элементов с еловыми лесоматериалами на 24% , прямоугольного и обрезиненного - на 9% . При температуре $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ коэффициент сцепления прямоугольного и обрезиненного элементов с еловыми и березовыми лесоматериалами понижается на $6-12\%$, а клиновидных элементов φ ели = φ березы при t_1 .

С увеличением диаметра лесоматериалов с $0,15$ до $0,45$ м коэффициент φ_{max} исследуемых элементов возрастает на $24,7\%$.

Изменение шага расположения клиновидных зацепов на подающем элементе в интервале $0,017-0,068$ м практически не влияет на коэффициент сцепления φ_{max} их с еловыми и березовыми лесоматериалами при постоянных значениях величин Q, d, α, h .

В процессе экспериментальных исследований тягово-сцепных показателей гусеничных подающих элементов были определены удельные давления q_x и q_y в зоне контакта клиновидных зацепов с лесоматериалами. Давления q_x и q_y определялись из отношения нормальной нагрузки Q , действующей на зацеп, к фактической площади контакта. Результаты исследований показали, что удельное давление на кору q_x и древесину q_y лесоматериалов в зоне контакта зацепов, угол заострения которых находится в интервале $1,05-2,36$ рад, составляет:

для ели $q_x = 3,6$ МПа; $q_y = 9,0$ МПа;
 для березы $q_x = 4,2$ МПа; $q_y = 15,6$ МПа.

Удельное давление на юру и древесину еловых и березовых лесоматериалов не зависит от угла заострения зацепов 2α и нормальной нагрузки $4905 \leq Q \leq 19620$ Н.

Допускаемое по условию неповреждаемости древесины удельное давление на зацеп с углом заострения $2\alpha = 1,05$ рад составляет для ели 4,0 МПа и березы - 6,0 МПа. С увеличением угла 2α с 1,05 до 2,36 рад значение допускаемого удельного давления для ели и березы возрастает на 44%.

На основании полученных результатов были разработаны и исследованы на стенде рациональные профили зацепов, геометрические параметры которых следующие: угол заострения боковых граней $2\alpha = 1,05$ рад, радиус закругления $r = 0,0005$ м, центральный угол между боковыми гранями $\beta = 2,01; 2,62$ и $2,89$ рад ($115^\circ; 150^\circ$ и 165°), радиус закругления вершины центрального угла $R = 0,1$ м. Причем в вершине угла β зацепы имеют площадку шириной 0,01 м с постепенным уменьшением ее к боковым граням.

Зависимости $\varphi_{max} = f(Q)$ для рациональных профилей зацепов в работе представлены графически. Вычисленные уравнения приведены в табл. I

Таблица I

Профиль зацепа с углом β , рад	Диаметр лесоматериала, м	Ель		Береза	
		$t_2 \approx 293^\circ K$			
2,62	0,15	$\varphi_{max} = 0,58 - 13 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,73 - 15 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,73 - 15 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,18 - 17 \cdot 10^{-6} Q$
	0,30	$\varphi_{max} = 0,95 - 15 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,18 - 17 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,18 - 17 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,45 - 18 \cdot 10^{-6} Q$
	0,45	$\varphi_{max} = 1,15 - 16 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,45 - 18 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,45 - 18 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,45 - 18 \cdot 10^{-6} Q$
2,01	$t_2 \approx 253^\circ K$				
	0,15	$\varphi_{max} = 0,78 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,05 - 13 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,80 - 13 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,40 - 20 \cdot 10^{-6} Q$
	0,30	$\varphi_{max} = 1,35 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,60 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,40 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,60 - 20 \cdot 10^{-6} Q$
2,62	0,45	$\varphi_{max} = 1,57 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,60 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,60 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,60 - 20 \cdot 10^{-6} Q$
	0,15	$\varphi_{max} = 0,47 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,75 - 13 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,47 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,75 - 13 \cdot 10^{-6} Q$
	0,30	$\varphi_{max} = 1,25 - 18 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,20 - 19 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,20 - 19 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,20 - 19 \cdot 10^{-6} Q$
2,89	0,45	$\varphi_{max} = 1,50 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,55 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,55 - 20 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,55 - 20 \cdot 10^{-6} Q$
	0,15	$\varphi_{max} = 0,60 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,63 - 15 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,60 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 0,63 - 15 \cdot 10^{-6} Q$
	0,30	$\varphi_{max} = 1,05 - 10 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,10 - 10 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,05 - 10 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,10 - 10 \cdot 10^{-6} Q$
	0,45	$\varphi_{max} = 1,30 - 15 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,33 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,33 - 14 \cdot 10^{-6} Q$	$\varphi_{max} = 1,33 - 14 \cdot 10^{-6} Q$

Максимальное расхождение между опытными и вычисленными величинами φ_{max} не превышает 4,4%. Таким образом, данные уравнения вполне пригодны для практического использования.

Как показали исследования, допускаемое усилие прижима Q криволинейных зацепов по сравнению с прямыми возрастает в 2 раза. Для практических целей целесообразно использовать зацепы \surd -образной формы с углом $\beta = 2,62$ рад. По условию непореждаемости древесины максимальное усилие прижима этих зацепов к еловым и березовым лесоматериалам диаметром 0,15-0,45 м составляет 10000-12000 Н. В пределах допускаемого усилия прижима коэффициент сцепления φ_{max} зацепа с еловыми и березовыми лесоматериалами диаметром 0,15-0,45 м при температуре t_2 составляет соответственно 0,60-1,30. При температуре t_1 , коэффициент φ_{max} для ели равен 0,45-1,00; березы - 0,58-1,27.

По результатам лабораторных исследований разработаны оптимальные подающие элементы (авт.свид.№ 412096), которые апробированы в производственных условиях.

В пятом разделе изложены теоретические и экспериментальные исследования работы гусеничного протаскивающего устройства.

В результате теоретического исследования разработана математическая модель работы протаскивающего устройства сучкорезных машин и установок. Для анализа динамических процессов сучкорезная машина представляется в виде системы (рис.6) с тремя сосредоточенными массами: привода m_1 , сучкорезной головки m_2 и дерева m_3 .

Процесс работы протаскивающего устройства описывается системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_{дв} - C_1(x_1 - x_3) - K_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3); \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -C_2 x_2 - K_2 x_2 + F_{ТН} + P; \\ m_3 \ddot{x}_3 &= C_1(x_1 - x_3) + K_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - P - F_{ТН} - T_{ог} \end{aligned} \right\} (2)$$

где x_1, x_2, x_3 - перемещения приведенных масс соответственно m_1, m_2, m_3 ;

$F_{дв}$ - усилие, создаваемое двигателем, Н;

C_1, C_2 - коэффициенты жесткости привода и сучкорезной головки, Н·с/м;

K_1, K_2 - коэффициенты неупругого сопротивления привода и сучкорезной головки, Н·с/м;

где K_1 - проекция действующих на грани ножа сил на направление резания, отнесенная к единице площади контакта;

K_2 - проекция действующих на лезвие ножа сил на направление резания, отнесенная к единице ширины ножа;

$l = 1, 2, 3 \dots M$;

M - количество срезаемых сучьев;

C_l - расстояние от режущей кромки ножа до сучка.

Усилие отделения дерева от пачки T_{ag} в своем направлении

$$T_{ag} = \begin{cases} T_1 & \text{при } x_3 < b, x_3 > 0; \\ -T_1 & \text{при } x_3 < b, x_3 < 0; \\ 0 & \text{при } x_3 > b, \end{cases}$$
$$T_1 = f_{c,n} (b - x_3),$$

где

$f_{c,n}$ - коэффициент сопротивления перемещению дерева;

b - длина сучковой зоны.

Математическая модель, представленная системой уравнений (2), позволяет при конструировании определить динамические нагрузки, установить влияние режимов работы привода и отдельных динамических факторов на формирование действующих усилий, численные значения которых определены в процессе экспериментально-го исследования.

Исследования проведены на нижнем складе Суккозерского лес-промхоза объединения "Кареллеспром", на гусеничной протаскиваю-щем устройстве УПД-5 (авт.свид.№ 206074).

При исследовании использованы обрезиненные и металлические подающие элементы с геометрическими параметрами $\beta = 2,62$ рад, $2\alpha = 1,05$ рад, $R = 0,1$ м, $S = 0,07$ м.

Привод гусеничных лент осуществлялся от двухскоростного асинхронного электродвигателя переменного тока мощностью 25/40 кВт.

В результате экспериментального исследования определены: тяговое усилие T_g и коэффициент сцепления μ протаскивающего устройства в зависимости от породы и диаметра деревьев, скорости протаскивания v_g , температуры окружающего воздуха t_1 и t_2 ; продолжительность цикла обработки деревьев; мощность, потребляемая приводом протаскивающего устройства; максимальная кривизна обрабатываемых деревьев; повреждаемость коры и древесины подающими элементами гусениц.

Анализ результатов исследования показал, что величины и функциональные зависимости, полученные при лабораторных исследованиях процесса сцепления подающих элементов с лесоматериалами подтверждаются исследованием работы гусеничного протаскивающего устройства в производственных условиях.

Коэффициент сцепления гусеничных лент протаскивающего устройства μ_y , как и отдельных подающих элементов, зависит от усилия их прижима Q_y к поверхности ствола, породы и диаметра деревьев. С увеличением усилия Q_y с 26 до 67 кН. Коэффициент μ_y уменьшается для металлических подающих элементов на 17%, для обрезиненных - 31%; с увеличением диаметра ствола с 0,15 до 0,45 м μ_y возрастает на 20%.

Коэффициент сцепления гусениц со стволами березы при температуре $t_1 \approx 293^\circ\text{K}$ выше, чем ели, на 26%. При температуре $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ коэффициент сцепления μ_y не зависит от породы деревьев (ель, береза, сосна).

При изменении скорости протаскивания деревьев с 1,15 до 2,30 м/с коэффициент сцепления μ_y увеличивается на 2%, что не имеет практического значения.

Характер и величина механических повреждений коры и древесины обрабатываемых деревьев зацепочной частью гусениц зависят от типа подающих элементов. Обрезиненные подающие элементы обеспечивают протаскивание деревьев ели, сосны и березы без повреждений коры и древесины по всей длине ствола независимо от времени года. Металлические подающие элементы оставляют на поверхности стволов следы в виде отпечатков зацепов без повреждения древесины. На участках ствола, имеющих местную кривизну более 10%, наблюдаются случаи внедрения зацепов в древесину на глубину до 0,003 м, что не снижает выхода деловой древесины. Кроме того, эти элементы в сравнении с обрезиненными проще в изготовлении и более долговечны в работе.

Величина усилия T_y ограничена мощностью двигателя, установленного для привода гусениц и зависит от режима его работы. При пуске двигателя усилие $T_y = 28,5 \text{ кН}$, в режиме стопорения дерева (привода) тяговое усилие устройства достигает 91 кН.

Значения средней и максимальной мощности при обрезке сучьев зависят от диаметра ствола и развитости кроны. Несмотря на значительный количественный разброс, наблюдается тенденция возрастания мощности с увеличением диаметра ствола. На очистке от сучьев

деревьев ели и сосны диаметром от 0,16 до 0,48 м значение максимальной мощности составляет 1,8 номинальной.

Средний цикл обработки деревьев сучкорезной установкой с протаскивающим устройством УИД-5 составляет на первой скорости 33 с и на второй - 26 с. Среднее время протаскивания деревьев соответственно составляет 14 и 7 с.

Для проверки адекватности математической модели система уравнений (2), описывающая работу протаскивающего устройства, была решена на ЭВМ М-222. Значения динамических усилий, возникающих в процессе протаскивания отволов в работе представлены графически. Теоретическая кривая сравнительно хорошо согласуется с экспериментальной; расхождение максимальных значений динамического усилия T_{\max} не превышает 10%. Отношение T_{\max} к $F_{\text{с}}$ составляет 2,7.

В шестом разделе представлен расчет технико-экономических показателей от внедрения в производство гусеничного протаскивающего устройства с учетом рекомендаций, полученных в результате исследований.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Перспективным направлением повышения уровня механизации очистки деревьев от сучьев является создание самоходных сучкорезных машин и стационарных установок с гусеничным протаскивающим устройством.

2. Гусеничное устройство развивает при обрезке сучьев ножами безостружечного резания необходимое тяговое усилие без повреждения древесины, повышает производительность сучкорезных машин и установок на 35-50%.

3. В результате теоретических исследований процесса сцепления гусеничных подающих элементов с круглыми лесоматериалами в юре выведены уравнения для определения оптимальных усилий прижима Q элементов к стволу и усилий подачи T без повреждения древесины.

4. Глубина внедрения h подающих элементов в неокоренные лесоматериалы и коэффициенты их сцепления φ_{\max} зависят от усилия прижима Q и геометрических параметров элементов, породы и состояния древесины; изменение диаметра лесоматериалов при постоянстве остальных параметров не оказывает влияния на глубину внедрения h .

5. Глубина внедрения подающих элементов h в еловые лесоматериалы на 16–21% выше, чем в березовые. С понижением температуры окружающего воздуха с $t_1 \approx 293^\circ\text{K}$ до $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ глубина внедрения h для ели уменьшается на 44,8% и березы – 43%.

6. Анализ результатов исследований показывает, что лучшими тягово-сцепными качествами обладают элементы, снабженные клиновидными зацепами -образной формы с углом заострения 1,05 рад и углом между боковыми гранями 2,62 рад. Увеличение угла заострения с 1,05 до 2,10 рад вызывает снижение коэффициента φ_{max} для ели на 36%, березы – на 34,5%; шаг расположения зацепов при постоянстве остальных параметров не влияет на φ_{max} .

7. Коэффициент сцепления φ_{max} указанных выше зацепов с лесоматериалами диаметром 0,15–0,45 м при допускаемой по условию неповреждаемости древесины нормальной нагрузке 10–12 кН соответственно составляет:

при температуре $t_1 \approx 293^\circ$ для ели 0,45–1,00, березы 0,58–1,27; при температуре $t_2 \approx 253^\circ\text{K}$ φ_{max} для ели и березы 0,60–1,30.

8. Исследованием работы протаскивающего устройства с рекомендуемыми выше подающими элементами в производственных условиях установлено, что при номинальной мощности электродвигателя 40 кВт и скорости движения гусеничных лент 2,3 м/с усилие, развиваемое устройством, достигает 91 кН без повреждения древесины; среднее время протаскивания дерева составляет 7 с и общий цикл обработки деревьев сучкорезной установкой типа ЛО–69 равен 26 с.

9. Разработанная математическая модель протаскивающего устройства позволяет при конструировании рассчитывать динамические нагрузки, установить влияющие режимы работы привода и отдельных факторов на формирование действующих в процессе обрезки сучьев усилий; модель апробирована на примере гусеничного протаскивающего устройства УПЛ–5 с использованием ЭВМ.

10. Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы при создании сучкорезной машины ЛЛ–51 и поштучно-сучкорезной установки типа ЛО–69, которые обеспечивают значительное повышение производительности и экономической эффективности на очистке деревьев от сучьев.

11. Внедрение результатов проведенных исследований, поз-

воляет получить годовой экономический эффект около II тыс.руб. на одну сучкорезную машину в сравнении с выпускаемой серийно машиной ДО-72.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Исследование сцепления гусеничных подающих элементов с неокоренной древесиной. "Труды ЦИИМЭ", сб.127, Химки, 1972, с.108-115.
2. Теоретические исследования процесса сцепления гусеничных подающих элементов с круглыми лесоматериалами. "Труды ЦИИМЭ", сб.140, Химки, 1974, с.34-41.
3. Исследование и оптимизация профилей гусеничных подающих элементов. "Труды ЦИИМЭ", сб.147, Химки, 1975, с.58-62.
4. Определение удельных давлений в зоне контакта зацепов гусеничных подающих элементов с неокоренными лесоматериалами. "Труды ЦИИМЭ", сб.147, Химки, 1975, с.63-67.
5. Математическая модель процесса протаскивания ствола в сучкорезной машине. В сб. "Механизация обрезки сучьев", Химки, 1978, с.10-15.
6. Устройство для подачи деревьев в деревообрабатывающие станки. Авт.свид. № 206074, БИ № 24, 1968 (в соавторстве).
7. Устройство для подачи деревьев в деревообрабатывающие станки. Авт.свид. № 329008, БИ № 7, 1972.
8. Подающая траверса. Авт.свид. № 412096, БИ № 3, 1974.
9. Секционный вал механизма продольной подачи длинномерных грузов. Авт.свид. № 414085, БИ № 5, 1974 (в соавторстве).
10. Машина для обрезки сучьев с поваленных деревьев. Авт.свид.№ 447254, БИ № 39, 1975 (в соавторстве).
11. Машина для обрезки сучьев с поваленных деревьев. Авт.свид.№ 484994. БИ № 35, 1975, (в соавторстве).
12. Машина для обработки поваленных деревьев. Авт.свид. № 510369, БИ № 14, 1975 (в соавторстве).
13. Машина для обработки поваленных деревьев. Авт.свид. № 512059, БИ № 16, 1976, (в соавторстве).
14. Устройство для срезания сучьев с поваленных деревьев. Авт.свид. № 517487, БИ № 11, 1976, (в соавторстве).

15. Лесозаготовительная машина. Авт.свид.№ 53679Д, Би № 44, 1976, (в соавторстве).

16. Машина для обрезки сучьев с поваленных деревьев. Авт. свид.№ 548420, Би № 8, 1977, (в соавторстве).

17. Машина для обработки поваленных деревьев. Авт.свид. № 592593, Би № 6, 1978, (в соавторстве).

18. Машина для обработки поваленных деревьев. Авт.свид. № 619336, Би № 30, 1978, (в соавторстве).

Подписано к печати 19.10.79 г.

Бумага 60 x 90 1/16

Печ. л. 1,25

Л-24836

Заказ 225

Тираж 100

Госиздат (ЦНИИ)