

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФРЕЗЕРНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С ГИДРОПРИВОДОМ ДЛЯ ПОНИЖЕНИЯ ПНЕЙ ТВЕРДОЛИСТВЕННЫХ ПОРОД НА ЛЕСНЫХ УЧАСТКАХ

П.И. Попиков, П.И. Титов, Е.В. Беликов, П.Э. Гончаров

ГОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия»

Представлена конструкция нового фрезерного рабочего органа с гидроприводом, для понижения пней твердолиственных пород. Обоснованы параметры и компоновка скалывающих и подрезных ножей фрезы, приведены результаты теоретических исследований рабочих процессов при ее взаимодействии с пнями твердолиственной древесины.

Ключевые слова: понижение пней, твердолиственные породы, фрезерный рабочий орган, рабочий процесс, нож.

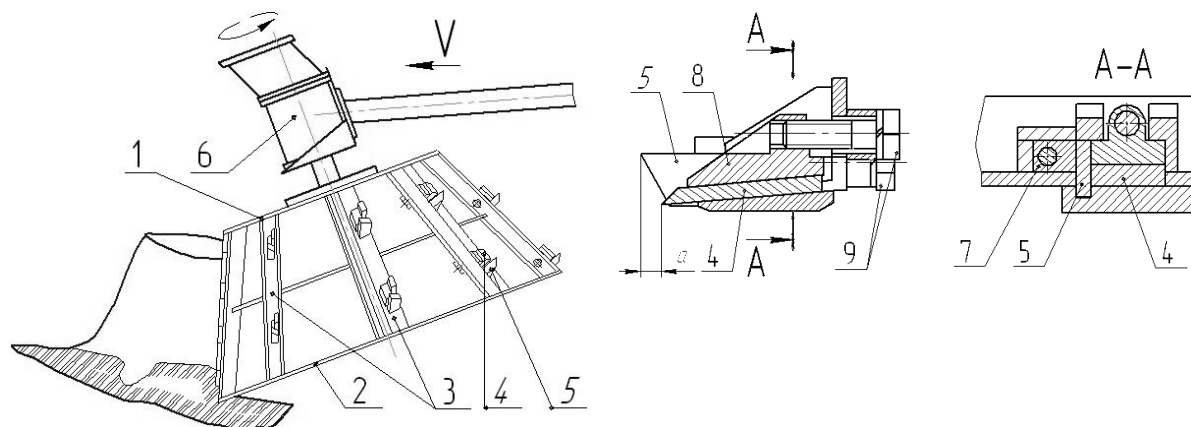
В отечественной и зарубежной практике для удаления пней применяется ряд машин и механизмов корчевального и измельчающего типа МРП-2А, ДП-25, К-2А, КМ-1 МУП-4, МДП-1,5. Существующие конструкции машин удовлетворяют частично требованиям только при удалении пней мягколиственных и хвойных пород, а при удалении пней твердолиственных пород не справляются с поставленной задачей.

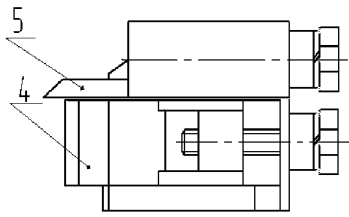
Предлагается новый рабочий орган в виде усеченного конуса с гидроприводом, новой расстановкой комплексов ножей (рис. 1) (пат. на пол. модель № 78032).

Комплекс состоит из подрезного ножа установленного относительно скалывающего ножа с выступом в направлении

подачи на расстоянии 1...5 мм, причем пары ножей смещены друг относительно друга по винтовой линии с перекрытием. Это позволяет повысить устойчивость фрезы к поломкам за счет более равномерного распределения нагрузки.

Теоретических исследований в области понижения пней твердолиственной древесины фрезой с гидроприводом проведено, на наш взгляд, недостаточно.





а

б

1 – верхнее основание, 2 – нижнее, 3 – балки, 4 – скалывающий нож,
5 – подрезной нож, 6 – гидромотор, 7, 8 – клинья, 9 – болты

Рис. 1. Схема рабочего органа (а) с креплением ножей подрезного и скалывающего (б)

Нами составлены и проанализированы дифференциальные уравнения, описывающие процесс фрезерования коническим

рабочим органом и расход рабочей жидкости гидропривода:

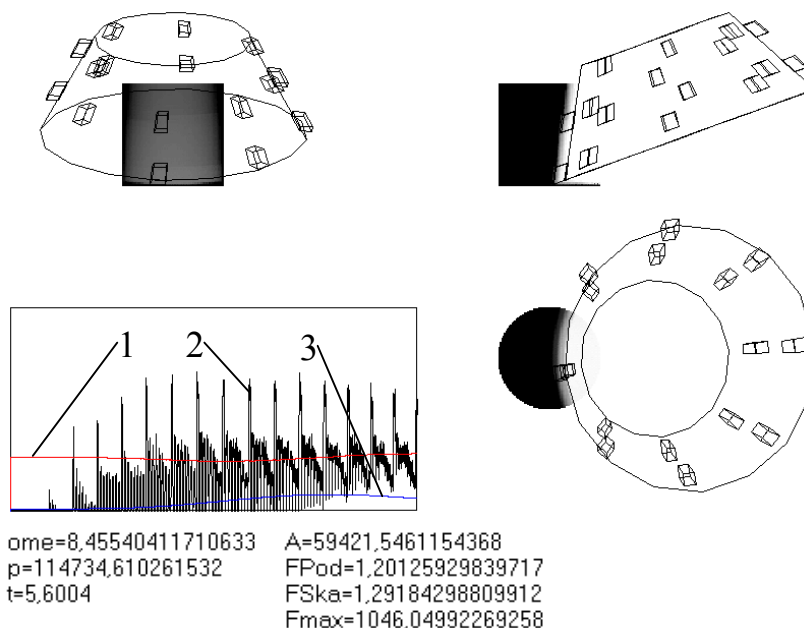
$$\left\{ \begin{aligned} J_{np} \cdot \frac{d\omega}{dt} &= \frac{\eta_n q_m p}{2\pi\eta_0} - k_M \frac{dN_p}{dt} \left\{ r_{под} \left[k_{под} \cdot 0,12 \cdot \frac{v_{под}}{2\pi\omega} + \left(\frac{\mu_{под}}{\operatorname{tg}\delta_n} + 1 \right) c_{под} \cdot \left(0,12 \cdot \frac{v_{под}}{2\pi\omega} \right)^2 \right] + \right. \\ &+ r_{скл} \left[\frac{2}{\pi} \rho H_\tau (\pi - \beta) \left(\cos \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right) + f_{mp} \sin \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right) \right) + L \sigma_{см,r} (\sin \delta + f_{TP} \cos \delta) + \right. \\ &\left. \left. + \frac{1}{2} H_r \rho (\cos \alpha + \cos \delta) (f_{mp} \operatorname{ctg} \alpha - 1) \right] \right\} R_p \cdot \operatorname{sign}(\omega) - k_o \omega; \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{1}{K_p} \cdot (q_n n_n - q_m \omega - a_y p). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где J_{np} – приведенный момент инерции вращающихся масс к валу гидромотора, включающий момент инерции роторной группы гидромотора и момент инерции рабочего органа, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω – угловая скорость вращения вала гидромотора, с^{-1} ; t – время, с ; η_n – полный КПД гидромотора; η_0 – объемный КПД гидромотора; q_m – рабочий объем гидромотора, $\text{см}^3/\text{об}$; p – давление рабочей жидкости в гидросистеме, Па ; k_M – коэффициент, определяющий силу сопротивления при удалении элементарного куба, с ; N_p – количество удаленных элементарных кубов пня; $r_{под}$ и $r_{скл}$ – коэффициенты, определяющие относительный вклад сил $F_{под}$ и $F_{скл}$ со стороны подрезно-

го и скалывающего ножей; $k_{под}$ – удельное сопротивление перерезанию, $\text{Н}/\text{м}^2$; $h_{под} = 0,12v_{под}/2\pi\omega$ – подача на режущий нож; $\mu_{под}$ – коэффициент трения древесины о нож; δ_n – угол резания передней режущей кромки; $c_{под}$ – коэффициент пропорциональности, постоянный для данной обрабатываемой древесины; ρ – радиус округления лезвия, мм ; H_τ – статическая твердость древесины в тангенциальном направлении, $\text{Н}/\text{мм}^2$; β – угол заострения; α – задний угол; f_{TP} – коэффициент трения древесины о режущий элемент, L – зона соприкосновения передней грани ножа с древесиной, мм ; $\sigma_{см,r}$ – предел прочности древесины на смятие поперек волокон в радиальном направле-

нии, Н/мм²; δ – угол резания; H_r – статическая твердость древесины в радиальном направлении, Н/мм²; R_p – радиус резания, м; $\text{sign}(\omega)$ – функция, возвращающая знак ω ; k_{τ} – коэффициент сопротивления трения при вращательном движении фрезы [Н/радс]; K_p – коэффициент податливости упругих элементов гидропривода, м⁵/Н; q_n – рабочий объём насоса, см³/об; n_n – частота вращения насоса, с⁻¹; a_y – коэффициент утечек, м³/(с·Па).

Система дифференциальных уравне-



- 1 – временная зависимость угловой скорости вращения фрезы $\omega(t)$;
- 2 – временная зависимость момента сопротивления фрезерованию $M_{с.ф.}(t)$;
- 3 – временная зависимость давления на гидромоторе $P_{ГМ}(t)$

Рис. 2. Изображение, выводимое на экран компьютера

В процессе теоретического эксперимента на экран компьютера непрерывно выводятся следующие выходные характеристики (рис. 3): схематичные изображения в масштабе трех проекций фрезерного рабочего органа и обрабатываемого пня, по которым можно визуаль-

но (1) решена методом численного интегрирования – модифицированным методом Эйлера-Коши. Для решения системы дифференциальных уравнений, положенной в основу модели и для проведения различных компьютерных экспериментов с моделью составлена компьютерная программа на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.0. Получено свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009610415.

вать эффективность работы фрезы; временные зависимости момента сопротивления фрезерованию $M_{с.ф.}(t)$, давления на гидромоторе $P_{ГМ}(t)$ и угловой скорости вращения фрезы $\omega(t)$; текущие значения основных характеристик процесса.

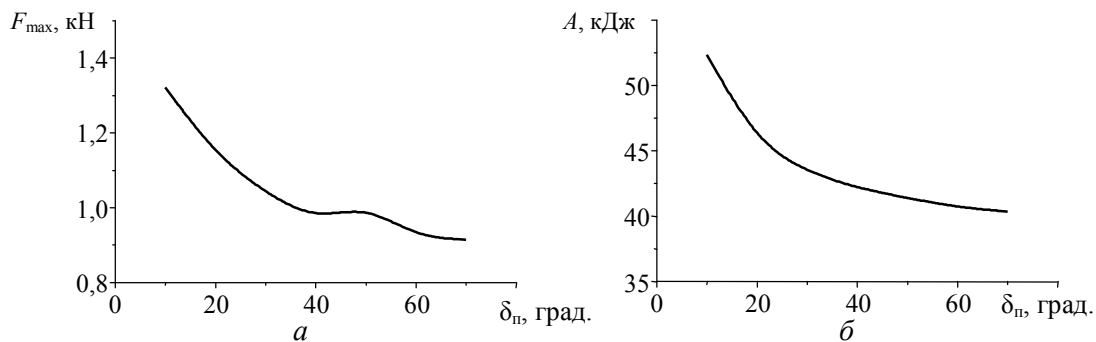


Рис. 3. Зависимости максимальной силы F_{\max} резания (а) и работы A измельчению пня (б) от угла резания подрезного ножа $\delta_{\text{п}}$

В результате компьютерного эксперимента получены зависимости максимальной силы резания F_{\max} и работы резания A от угла резания $\delta_{\text{п}}$. В данной серии экспериментов изменяли угол резания $\delta_{\text{п}}$ от 10 до 70° с шагом 10°. Убывающий вид зависимости $F_{\max}(\delta_{\text{п}})$ и $A(\delta_{\text{п}})$ объясняется тем, что при малых значениях угла резания $\delta_{\text{п}}$ передняя режущая кромка расположена почти перпендикулярно к направлению подачи древесины на нож, и сила сопротивления при этом велика (рис. 4), минимальные значения $F_{\max}(\delta_{\text{п}})$ и $A(\delta_{\text{п}})$ находятся при угле резания $\delta_{\text{п}} > 30^\circ$.

Проведена серия компьютерных экспериментов, в рамках которых задний угол скалывающего ножа $\alpha_{\text{ск}}$ принимал следующие значения: 5°, 10°, 15°, 20°, 30°, 40°, 50°. При увеличении $\alpha_{\text{ск}}$ снижается максимальная сила на комплексе ножей и работа по измельчению пня вследствие более эффективного резания древесины (рис. 4).

В этой серии экспериментов изменяли угол заострения скалывающего ножа $\beta_{\text{ск}}$

от 15 до 75° с шагом 10°. Зависимости $F_{\max}(\beta_{\text{ск}})$ и $A(\beta_{\text{ск}})$ имеют максимум в области $40 < \beta_{\text{ск}} < 55^\circ$ (рис. 4). Низкие значения F_{\max} и A в области малых $\beta_{\text{ск}}$ можно объяснить тем, что при малых $\beta_{\text{ск}}$ проекция силы отделения древесины на продольное направление невелика.

Проведена серия из восьми компьютерных экспериментов в рамках которой скорость подачи изменялась от 0,005 до 0,04 м/с с шагом в 0,005 м/с. Зависимость максимальной силы на комплексе ножей от скорости подачи $F_{\max}(v_{\text{под}})$ резко возрастает после 0,025 м/с, имеет приблизительно квадратичный характер $F_{\max}(v_{\text{под}}) \sim v_{\text{под}}^2$ (рис. 5а). Увеличение работы A по измельчению пня с увеличением $v_{\text{под}}$ (рис. 5б) имеет приблизительно линейный характер от 30 до 60 кДж. Для выяснения значения $\rho_{\text{ск}}$ меняли от 0,01 до 1,0 мм с шагом в 0,2 мм. Зависимости влияние радиуса округления лезвия скалывающего ножа $\rho_{\text{ск}}$ на максимальную силу F_{\max} на комплексе и работу A по измельчению пня являются линейными и сильно возрастающими (рисунок 5).

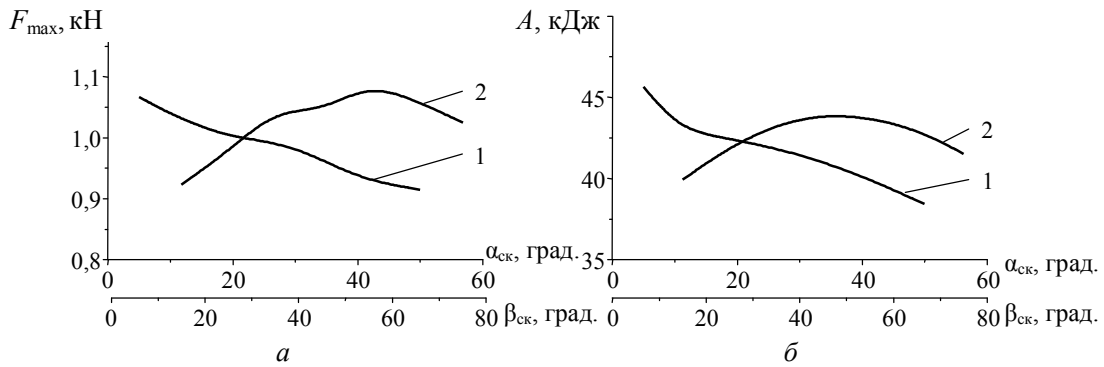


Рис. 4. Зависимости максимальной силы F_{\max} на комплексе (а) и работы A по измельчению пня (б) от заднего угла скальвающего ножа $\alpha_{\text{ск}}$ (1) и угла заострения скальвающего ножа $\beta_{\text{ск}}$ (2)

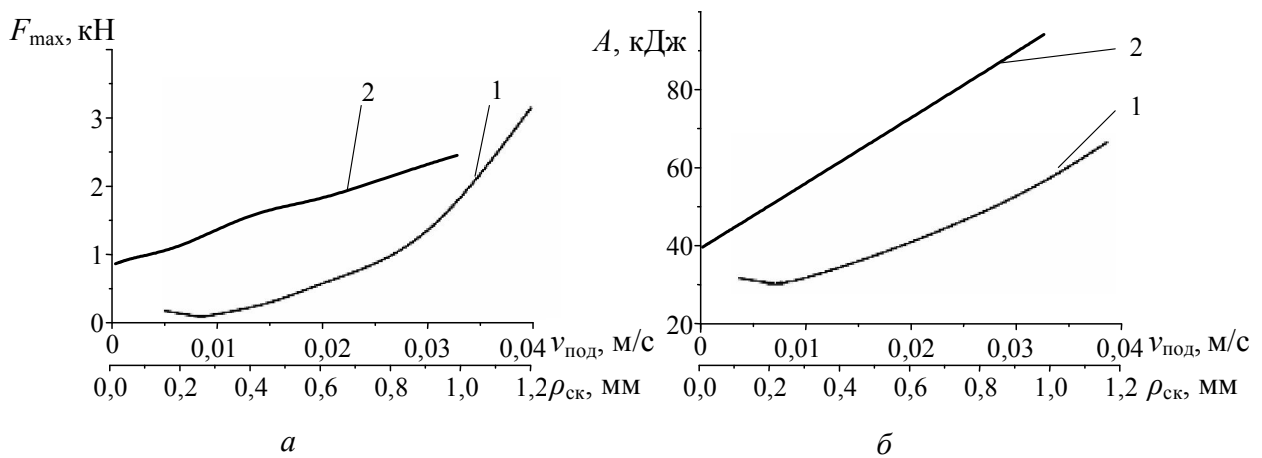


Рис. 5. Зависимости максимальной силы F_{\max} на комплексе (а) и работы A по измельчению пня (б) от скорости подачи фрезы $v_{\text{под}}$ (1) и радиуса округления лезвия скальвающего ножа $\rho_{\text{ск}}$ (2)

Исследовалось влияние механических свойств древесины на силу резания F_{\max} и работу измельчения A . Для легкообрабатываемой древесины (сосна) максимальная сила на комплексе меняется от 0,887 кН до 1,257 кН, для труднообрабатываемой древесины (дуб) работа по измельчению пня изменяется от 36,23 до 54,54 кДж соответственно. Таким образом, при обработке различных типов древесины динамические и энергетические параметры могут изменяться на 20...30 %.

Проведенный анализ привел к заключению, что на эффективность фрезерования наибольшее влияние оказывают следующие параметры:

- кинематические параметры (скорость подачи фрезерного рабочего органа и объем гидромотора, определяющий скорость вращения фрезы);

- параметры скальвающего ножа (задний угол и угол заострения ножа);

В связи с этим решены следующие две задачи оптимизации:

$$\begin{cases} F_{\max}(v_{\text{под}}, q_m) \rightarrow \min; \\ A(v_{\text{под}}, q_m) \rightarrow \min; \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_{\max}(\alpha_{\text{ск}}, \beta_{\text{ск}}) \rightarrow \min; \\ A(\alpha_{\text{ск}}, \beta_{\text{ск}}) \rightarrow \min. \end{cases}$$

оптимизации является возможность графически изобразить поверхность отклика и провести ее визуальный анализ (рис. 6).

Важным преимуществом двухфакторной

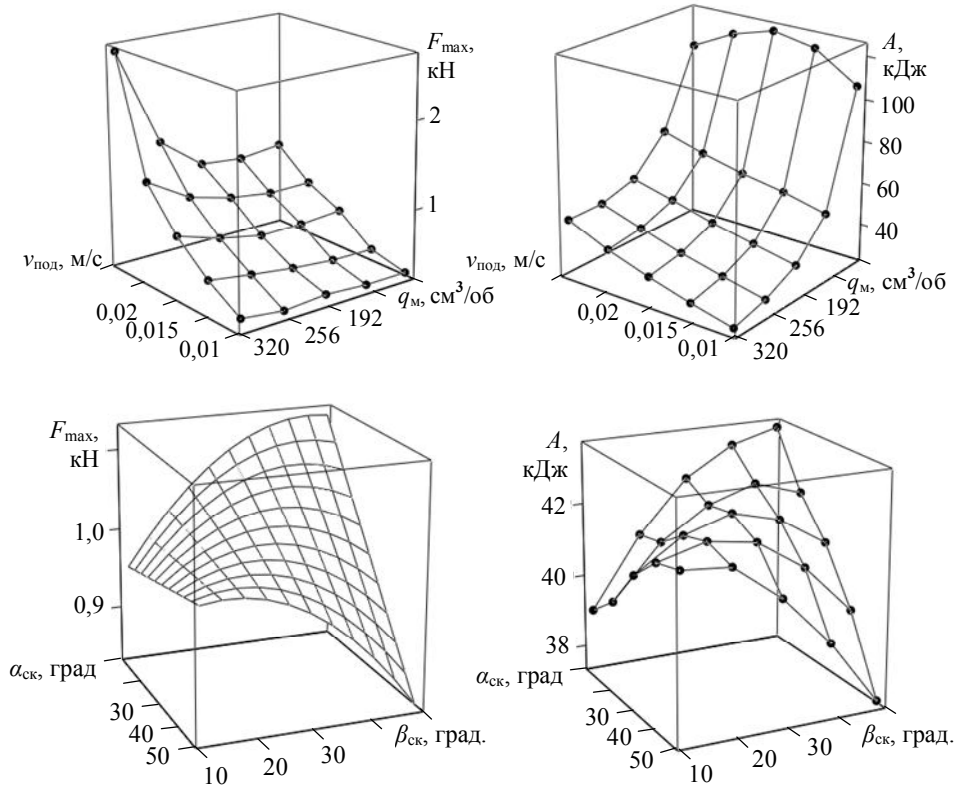


Рис. 6. Поверхности отклика к оптимизации параметров фрезерной машины

Анализируя каждую из поверхностей отклика, представленную с помощью линий уровня, можно условно разделить факторное пространство на две области: благоприятную (заштрихована на рис. 7 и 8) и неблагоприятную. В качестве границы

между благоприятной и неблагоприятной областью экспертным путем выбирается некоторая линия уровня. При этом учитывается, что благоприятная область должна содержать наиболее минимальные значения критерия.

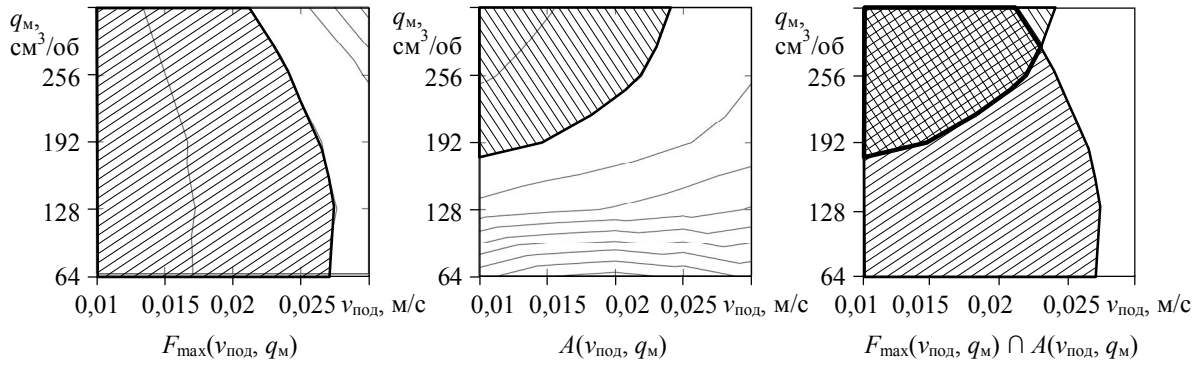


Рис. 7. Благоприятные области факторного пространства ($v_{\text{под}}, q_{\text{м}}$) (заштрихованы) на поверхностях отклика, представленных линиями уровня

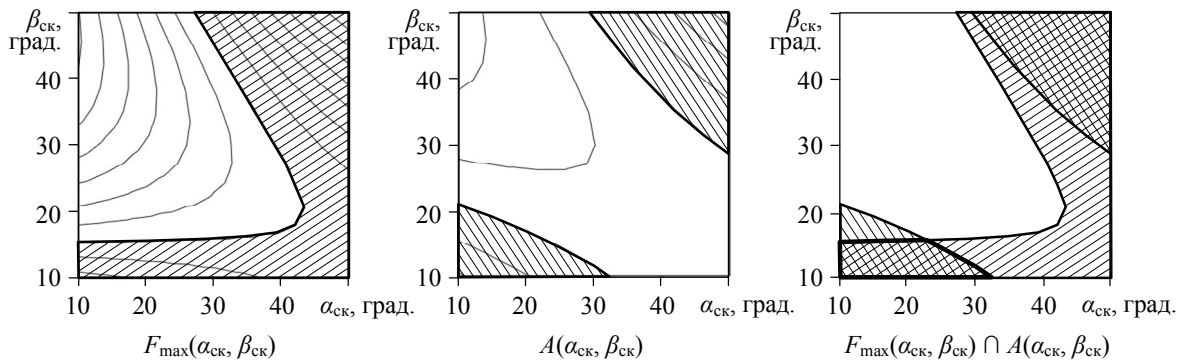


Рис. 8. Благоприятные области факторного пространства ($\alpha_{\text{ск}}, \beta_{\text{ск}}$) (заштрихованы) на поверхностях отклика, представленных линиями уровня

В результате проведенной оптимизации выявлено, что оптимальные сочетания скорости подачи фрезы и объема гидромотора находятся в интервалах параметров: от 0,01 до 0,025 м/с для $v_{\text{под}}$ и от 192 до 256 см³/об для $q_{\text{м}}$. Оптимальные сочетания заднего угла и угла заострения скалывающего ножа находятся в интервалах углов $\alpha_{\text{ск}}=35...40^\circ$, $\beta_{\text{ск}}=40...45^\circ$. Предложены две новые схемы расположения комплексов ножей на рабочем органе, повышающие устойчивость фрезы к поломкам за счет более равномерного распределения нагрузок по ножам. Двухзаходная и синусоидальная схемы снижают максимальную силу на ноже на 40 % и 30 % соответственно.

Таким образом, был обоснован процесс взаимодействия фрезы с пнем с новой компоновкой скалывающих и подрезных ножей и двухзаходной схеме расположения комплексов ножей, повышающая производительность и снижение энергетических и динамических показателей.

Разработана имитационная компьютерная модель функционирования фрезы с гидроприводом (защищена свидетельством официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009610415). Модель воспроизводит основные физические процессы, происходящие в механической и гидравлической подсистемах машины, процессы взаимодействия ножей с древесиной и постепенное измельчение пня. По заданным

параметрам фрезерной машины и условиям эксплуатации модели определены временные зависимости основных динамических характеристик (момента сопротивления фрезерования, угловой скорости, давления рабочей жидкости), максимальную силу, возникающую на ножах, а также общие энергетические затраты на фрезерование пня.

Анализ теоретических зависимостей показал, что при изменении угла резания передней режущей кромки подрезного ножа в пределах $\delta_{\text{п}}=30\dots60^\circ$, максимальная сила F_{max} снижается от 1,0 кН до 0,9 кН, а работа резания от 43 до 41 кДж. При углах заточки $\beta_{\text{ск}}$ скальвающего ножа в интервале $45<\beta_{\text{ск}}<55^\circ$ F_{max} и A имеют максимальные значения 1,05...1,1 кН, и 43,5 кДж. При изменении заднего угла $\alpha_{\text{ск}}$ скальвающего ножа от 5° до 40° сила снижается, от 1,05 кН до 0,95 кН, а работа резания от 46 до 39 кДж. При увеличении скорости подачи зависимости $F_{\text{max}}(v_{\text{под}})$ и $A(v_{\text{под}})$ незначительно увеличиваются в интервале от 0,01 до 0,03 м/с, а затем резко возрастают до 3 кН и 60 кДж.

Получены оптимальное сочетание скорости подачи $v_{\text{под}}$ фрезы и объема $q_{\text{м}}$ гидромотора, которое находится в интервалах параметров: для $v_{\text{под}}$ от 0,01 до 0,025 м/с и для $q_{\text{м}}$ от 192 до 256 см³/об, с частотой вращения 8,5 с⁻¹. Оптимальные сочетания заднего угла и угла заострения скальвающего ножа находятся в интервалах углов $\alpha_{\text{ск}} = 35\dots40^\circ$, $\beta_{\text{ск}}=40\dots45^\circ$, а для радиуса округления скальвающего ножа $\rho_{\text{ск}}$ до 100 мкм.

Библиографический список

1. Бартенев И.М., Попиков П.И., Драпалюк М.В., Бухтояров Л.Д. Конструкции и параметры машин для расчистки лесных площадей. М.: Флинта: Наука, 2007. 207 с.
2. Пат. 78032 РФ, МПК7 А01G 23/06. Устройство для дробления пней / И.М. Бартенев, М.В. Драпалюк, П.И. Попиков, Е.В. Беликов; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. № 2008117621/22; заявл. 04.05.08; опубл. 20.11.08. Бюл. № 32. 2 с.