2. Тракторы БЕЛАРУС в основном обеспечивают допустимый уровень воздействия ходовых систем на почву при ее влажности до 0,6 НВ. Для тракторов тяговых классов 2…5 показатели уровня воздействия возрастают. Наиболее низкий уровень воздействия обеспечивает трактор БЕЛАРУС-80.1.

УДК 630*36

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХАРВЕСТЕРНОЙ ГОЛОВКИ ВАЛОЧНО-СУЧКОРЕЗНО-РАСКРЯЖЕВОЧНЫХ МАШИН ДЛЯ РУБОК ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ

С.Е. Арико, к.т.н., ассистент, С.П. Мохов, к.т.н., доцент,
С.Н. Пищов, к.т.н., доцент, С.А. Голякевич, ассистент
УО «Белорусский государственный технологический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь

Введение

В 2012 году учреждениями Министерства лесного хозяйства Республики Беларусь с использованием систем машин «харвестер – форвардер» заготовлено 1,9 млн. м^3, что составило 18,8% от общего объема заготовки древесины по всем видам рубок. При этом на рубках главного пользования преимущественно эксплуатировались валочно-сучкорезно-раскряжевочные машины (харвестеры), выпуск которых освоен на РУП «Минский тракторный завод» и ОАО «Амкодор». Рубки промежуточного пользования, объем заготовленной древесины на которых в 2012 году составил 4,9 млн. м^3 (48,5% от общего объема заготовленной предприятиями Министерства лесного хозяйства), осуществлялись с использованием зарубежной техники, параметры которой не в полной мере соответствуют условиям эксплуатации. В это связи в настоящее время ведется работа по созданию данной лесозаготовительной техники отечественного производства, создание которой основывается на выборе параметров технологического оборудования.

Основная часть

Опыт эксплуатации валочно-сучкорезно-раскряжевочных машин указывает на необходимость выполнения доводочных и опытно-конструкторских работ расчетного и исследовательского характера, направленных на совершенствование отдельных узлов и агрегатов. А.А. Селиверстовым проведены исследования по обоснованию конструктивных параметров харвестерной головки для рубок промежуточного пользования. Автором работы установлено, что компоновка харвестерной головки «Kesla Foresteri 18RH» с двумя подвижными и одним неподвижным сучкорезными ножами является наиболее совершенной. С учетом особенностей использования харвестерных ма-

шин на рубках промежуточного пользования в Республике Беларусь целесообразна эксплуатация захватно-срезающего устройства с функцией захвата нескольких деревьев, для реализации которой необходимо наличие не менее 4 подвижных сучкорезных ножей.

Для обоснования параметров харвестерной головки разработана методика, основанная на работах Э.А. Павлова, Ю.Г. Артамонова, Б.Ф. Бессуднова, А.В. Жукова, А.С. Федоренчика, Б.Г. Залегаллера, В.Ф. Кушляева, А.П. Полищука, Р. Люманова, К.И. Вороницына и С.М. Гугелева, И.В. Григорьева и В.Д. Валяжонкова, А.П. Матвейко и др. Современные расчетные и экспериментальные методы исследований позволяют в процессе моделирования работы технологического оборудования учитывать принятые авторами допущения.

Разработанная расчетная схема (рисунок 1) позволяет определять силовые и мощностные характеристики харвестерной головки при создании предварительного натяга дерева. Этот процесс сопровождается возникновением нормальных сил на передних $F_{1п}$, $F_{2п}$ (Н), задних $F_{1з}$, $F_{2з}$ (Н) подвижных и $F_{3п}$ (Н) неподвижном сучкорезных ножах. На подающие вальцы и опорный (поддерживающий) ролик действуют соответственно силы F_4, F_5 и $F_{3з}$ (Н). Наличие опорного ролика позволяет уменьшить силы трения при перемещении ствола вдоль корпуса за счет замены силы трения скольжения качением.

Современные харвестерные головки оснащаются трехточечной системой измерения диаметров, при реализации которой точки взаимодействия пары подвижных и одного неподвижного сучкорезных ножей с лесоматериалом образуют равносторонний треугольник ($\alpha_н = 60°$). Снижение усилия прижатия сучкорезных ножей $F_{1п}$, $F_{2п}$, $F_{1з}$ и $F_{2з}$ достигается за счет обеспечения угла обхвата ствола вальцами $\beta_в$ в 60°, максимальная величина которого составляет 80–85°. Привод пары ножей и вальцов большинства валочно-сучкорезно-раскряжевочных головок осуществляется одним гидроцилиндром или гидроцилиндрами одного типоразмера. В этом случае справедливы следующие равенства:

$$F_{1п} = F_{2п} = F_{1з} = F_{2з} = F_{пн}; F_4 = F_5 = F_{пв},$$

где $F_{пн}$ – усилие прижатия подвижных сучкорезных ножей;

$F_{пв}$ – усилие прижатия приводных вальцов, Н.

Принятые допущения, а также возможность установки приводных ножей и подающих роликов в количестве n_1 и n_2 позволяют определить $F_з$ из выражения

$$F_з = 0,25 \cdot (F_{пн} \cdot n_1 + F_{пв} \cdot n_2).$$

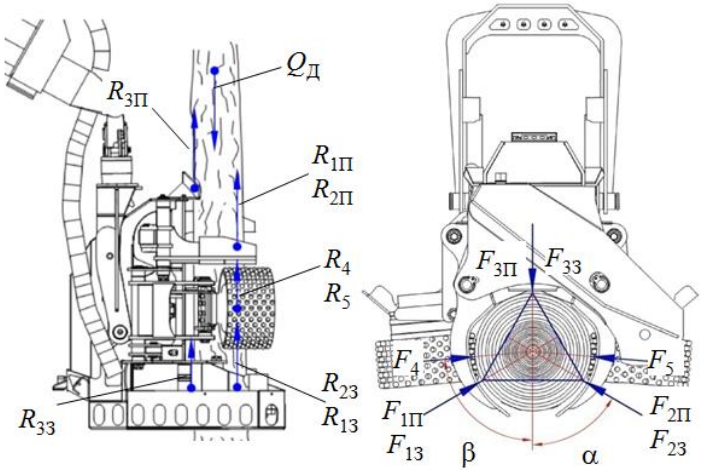

Рис. 1 – Расчетные схемы для определения силовых параметров харвестерной головки при создании предварительно натяга

Для обеспечения работоспособности данного технологического оборудования необходимо выполнение следующего условия:

$$F_{пв} \geq \frac{Q_д \cdot К_з - F_{пн} \cdot n_1 \cdot (1,25 \cdot \mu_1 + 0,25 \cdot \mu_2)}{n_2 \cdot (0,25 \cdot \mu_1 + 0,25 \cdot \mu_2 + \mu_3)},$$

где $Q_д$ – вес дерева, Н;

$К_з$ – коэффициент запаса натяга дерева;

μ_1 – коэффициент трения сучкорезных ножей по коре;

μ_2 – коэффициент, учитывающий трение в опорном ролике;

μ_3 – коэффициент трения приводных вальцов по коре.

Усилие прижатия подающих вальцов $F_{пв}$ также определяется из условия рассмотрения процесса обрезки сучьев при протаскивании дерева через сучкорезные ножи. Расчетная схема взаимодействия дерева с режущим и протаскивающим механизмами представлена на рисунке 2. При исследовании процесса протаскивания часть веса дерева, расположенная в харвестерной головке, рассматривается равно распределенной между точками соприкосновения с подвижными сучкорезными ножами и протаскивающими вальцами.

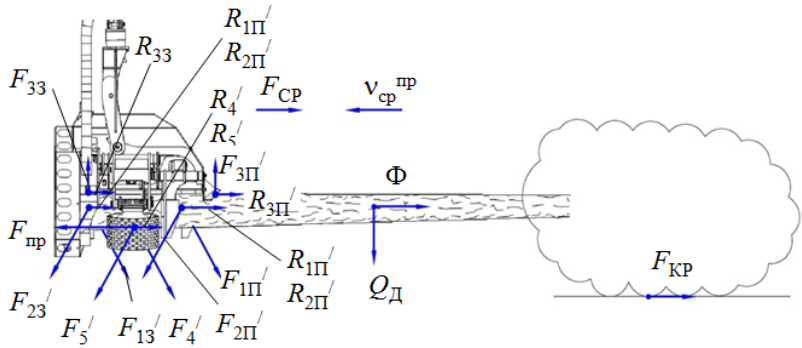

Рис. 2 – Расчетная схема протаскивания дерева через сучкорезные ножи

Величины рассматриваемых сил сопротивления, ввиду изменения положения дерева в пространстве, определялись следующим образом:

$$R_{1п}{}' = R_{1з}{}' = R_{2п}{}' = R_{2з}{}' = (F_{пн} + \frac{Q_д \cdot k}{n_1 + n_2}) \cdot \mu_1,$$

$$R_{3п}{}' = (0,25 \cdot (F_{пн} \cdot n_1 + F_{пв} \cdot n_2) - \frac{Q_д \cdot k}{2}) \cdot \mu_1,$$

$$R_{3з}{}' = (0,25 \cdot (F_{пн} \cdot n_1 + F_{пв} \cdot n_2) - \frac{Q_д \cdot k}{2}) \cdot \mu_4,$$

$$R_4{}' = R_5{}' = (F_{пв} + \frac{Q_д \cdot k}{n_1 + n_2}) \cdot \mu_5,$$

где k – доля силы тяжести дерева приходящаяся на захват;

μ_4, μ_5 – коэффициенты сопротивления движению ствола по опорному ролику и приводным вальцам.

Приведенная методика позволяет определять силовые и мощностные параметры харвестерных головок с учетом условий работы.

Заключение

В результате проведенных исследований установлено, что на привод харвестерной головки требуется мощность 30–57 кВт при эксплуатации валочно-сучкорезно-раскряжевочной машины на прочистках и прореживаниях, 43–82 кВт – рубках ухода в типичном древостое, 57–109 кВт – проходных и выборочных санитарных рубках. Это позволит реализовывать необходимые для обрезки сучьев усилия соответственно в 8,8 кН, 13,9 кН и 17,9 кН при средней скорости протаскивания 3,6 м/с.