

2. ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОЗАГОТОВОК

УДК 630*323.13

А.В. Андронов, И.А. Зверев, О.А. Михайлов, Г.С. Тарадин

МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕМЕНИ НАВЕДЕНИЯ ЗАХВАТНО-СРЕЗАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩИХ МАШИН НА РАСТУЩЕЕ ДЕРЕВО

Введение. Наиболее важным показателем работы валочно-пакетирующих машин является их сменная производительность, т. е. объем заготовленной древесины в смену [Патякин и др., 2012]. В свою очередь, значение сменной производительности во многом зависит от времени цикла на обработку одного дерева.

Учитывая, что валочно-пакетирующие машины основную часть времени работают в стационарном положении, так как процесс валки и пакетирования деревьев осуществляется в пределах технологических стоянок и при этом расстояние переезда с одной стоянки на другую лежит в пределах минимального вылета манипулятора (порядка 3,5...4,8 м). Тогда для валочно-пакетирующих машин основным параметром, определяющим значение времени цикла, является время, затрачиваемое на наведение манипулятора на растущее дерево.

Таким образом, возникает необходимость в математическом описании этого процесса в аналитическом виде и определении конструктивных параметров машин, оказывающих влияние на быстродействие процесса наведения.

Процесс наведения манипулятора валочно-пакетирующей машины на дерево, как и любого другого технологического оборудования лесозаготовительной техники на предмет труда, является сложным, многоступенчатым процессом. Во многом он зависит от квалификации оператора, технических характеристик машины и особенностей ее компоновки, удаленности положения предмета труда от рабочего органа. На сегодняшний день, наиболее распространенным методом описания таких процессов является статистическая обработка данных, которые собирают на основании хронометражных

наблюдений за процессом работы валочно-пакетирующей машины. Так, например, в результате исследований ВПМ ЛП-19А была получена регрессионная зависимость, коэффициенты которой определяются посредством обработки хронометражных наблюдений [Пятакин и др., 2012]. Основным недостатком этого метода является его высокая трудоемкость, так как для того чтобы подобрать наиболее оптимальную с позиции быстродействия ВПМ, необходимо проводить замеры для различных моделей машин в одинаковых природно-производственных условиях.

Таким образом, возникает необходимость в упрощенном описании процесса наведения манипулятора ВПМ на дерево путем составления аналитических математических моделей. Сам процесс наведения коротко можно описать как увеличение вылета манипулятора, при этом в конце наведения режущие кромки захватно-срезающего устройства перпендикулярны плоскости резания и находятся на расстоянии от земли, равным высоте оставляемому после срезания дерева пня, а захватные рычаги раскрыты. Стоит отметить, что математическое описание процесса наведения отражает возможности быстродействия самой машины, что позволит осуществлять лесозаготовителями более эффективные подбор ВПМ, однако оно не учитывает уровень квалификации оператора, а лишь показывает возможный диапазон времени, ограниченный возможностями машины, в который укладывается оператор.

Целью исследования является нахождение аналитических математических моделей, позволяющих определить время наведения каждого из элементов манипулятора валочно-пакетирующей машины на дерево, а именно: рукояти, стрелы, захватно-срезающего устройства и захватных рычагов.

Методика исследования. Для определения времени наведения стрелы, рукояти и захватно-срезающего устройства валочно-пакетирующей машины на растущее дерево, а также времени раскрытия захватных рычагов, был применен метод аналитического математического моделирования.

Для определения времени наведения манипулятора валочно-пакетирующей машины на дерево нужно определить путь, который проходят штоки гидроцилиндров стрелы, рукояти и захватно-срезающего устройства в процессе наведения, а также захватных рычагов в процессе раскрытия. Причем, при составлении математической модели, возможно оперировать лишь ограниченным набором исходных параметров, а именно: средним расстоянием между деревьями и их диаметром, а также техническими характеристиками самих машин.

Результаты исследования. На рис. 1 приведена расчетная схема для определения длины гидроцилиндра привода рукояти.

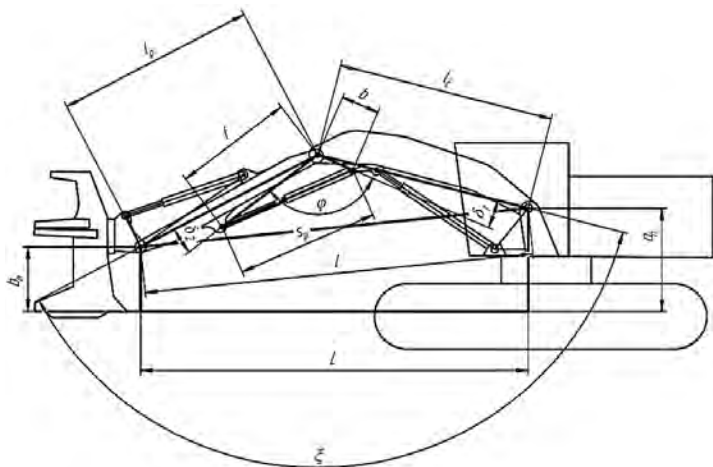


Рис. 1. Расчетная схема определения длины гидроцилиндра рукояти ВПМ
 Fig. 1. Calculation diagram for determining the length of the hydraulic cylinder of the handle of the feller buncher

Запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} l = \sqrt{l_c^2 + l_p^2 - 2l_c l_p \cos \xi}, \\ l = \sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}, \end{cases} \quad (1)$$

где l – расстояние между осью вращения стрелы и осью пальца сочленения захватно-срезающего устройства с рукоятью, м; l_c – длина стрелы, м; l_p – длина рукояти, м; ξ – угол между стрелой и рукоятью, град; L – вылет манипулятора по пальцу рукояти, м; a_n – высота от оси вращения стрелы до режущей кромки пилы, м; b_n – высота от оси пальца сочленения захватно-срезающего устройства с рукоятью до режущей кромки пилы, м.

Решив систему уравнений (1) относительно угла ξ , получим:

$$\cos \xi = \frac{l_c^2 + l_p^2 + 2a_n b_n - L^2 - a_n^2 - b_n^2}{2l_c l_p}, \quad (2)$$

Длина гидроцилиндра привода рукояти определяется выражением:

$$s_p = \sqrt{b^2 + f^2 - 2bf \cos \phi}, \quad (3)$$

где b – расстояние от оси проушины гильзы гидроцилиндра рукояти до оси пальца сочленения стрелы и рукояти, м; f – расстояние от оси головки

штока гидроцилиндра рукояти до оси пальца сочленения стрелы и рукояти, м; φ – угол между f и b , град.

$$\varphi = \xi - \delta_1 - \delta_2, \text{ град}, \quad (4)$$

где δ_1 – угол между стрелой и расстоянием от оси проушины гильзы гидроцилиндра рукояти до оси пальца сочленения стрелы и рукояти, град; δ_2 – угол между рукоятью и расстоянием от оси головки штока гидроцилиндра рукояти до оси пальца сочленения стрелы и рукояти, град.

Путь, который проходит шток гидроцилиндра привода рукояти в процессе наведения на дерево, определяется выражением:

$$l_{ш.р}^{\text{кон}} = s_p - l_{ш.р}^{\text{нач}} - l_{ц.р}^r, \text{ м}, \quad (5)$$

где $l_{ш.р}^{\text{нач}}$ – начальная длина выдвинутой части штока гидроцилиндра привода рукояти, м; $l_{ц.р}^r$ – длина гильзы гидроцилиндра привода рукояти, м.

Преобразовав выражение (5) с учетом вышеизложенного, получим:

$$l_{ш.р}^{\text{кон}} = \sqrt{b^2 + f^2 - 2bf \cos \left[\cos^{-1} \frac{l_c^2 + l_p^2 + 2a_n b_n - L^2 - a_n^2 - b_n^2}{2l_c l_p} - \delta_1 - \delta_2 \right]} - l_{ш.р}^{\text{нач}} - l_{ц.р}^r, \text{ м}. \quad (6)$$

Скорость перемещения поршня гидроцилиндра, с допустимой погрешностью 8...10%, определяется выражением [Александров, Шоль, 2012]:

$$v = \frac{Q \eta_n \eta_{ш}}{k f_n}, \text{ м/с}, \quad (7)$$

где Q – производительность насоса, м³/с; η_n – теоретический объемный КПД насоса; $\eta_{ш}$ – теоретический объемный КПД гидроцилиндра; k – число гидроцилиндров, участвующих в приводе элемента технологического оборудования; f_n – эффективная площадь поршня, м².

При выдвигании штока, эффективная площадь поршня будет:

$$f_n = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (8)$$

где D – диаметр поршня, м.

При вжатии штока эффективная площадь поршня будет:

$$f_n = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \text{ м}^2, \quad (9)$$

где d – диаметр штока, м.

Учитывая, что в конструкциях валочно-пакетирующих машин наибольшее распространение получила компоновка с нижним расположением гидроцилиндра привода рукояти, а также того факта, что процесс наведения манипулятора ВПМ на дерево происходит с увеличением вылета, то шток гидроцилиндра привода рукояти выдвигается.

Таким образом, время, затрачиваемое на подведение рукояти к дереву, определяется выражением:

$$t_n^p = \frac{k_r k_\pi D^2 \left[\left(\sqrt{b^2 + f^2 - 2bf \cos \left[\cos^{-1} \left(\frac{l_c^2 + l_p^2 + 2a_n b_n - L^2 - a_n^2 - b_n^2}{2l_c l_p} \right) - \delta_1 - \delta_2 \right]} \right) - \right. \dots \quad (10)$$

$$\left. \frac{-I_{ш,п}^{нач} - I_{ш,п}^r}{4Q\eta_n^i \eta_n^r} \right], \text{ с,}$$

где k_r – коэффициент, учитывающий потери времени на разгон и торможение.

На рис. 2 приведена расчетная схема для определения длины гидроцилиндра привода стрелы.

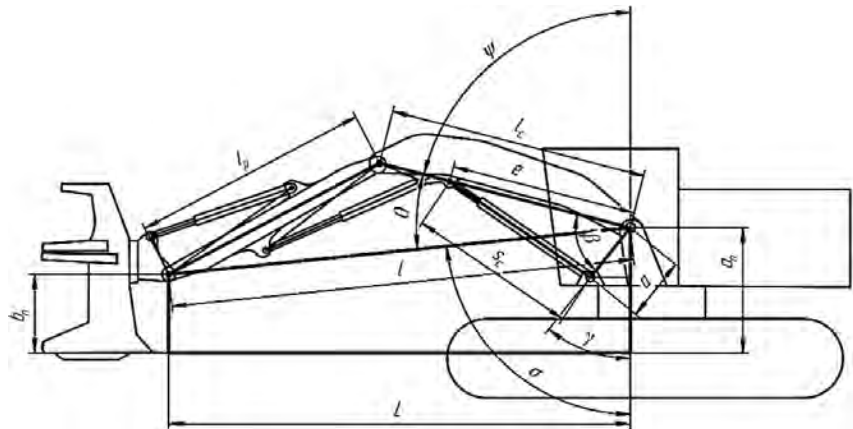


Рис. 2. Расчетная схема определения длины гидроцилиндра стрелы ВПМ

Fig. 2. Calculation diagram for determining the length of the hydraulic cylinder of the boom of a feller buncher

Длина гидроцилиндра привода стрелы определяется выражением:

$$s_c = \sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \cos \beta}, \text{ м}, \quad (11)$$

где a – расстояние от оси вращения стрелы до оси проушины гильзы гидроцилиндра стрелы, м; e – расстояние от оси головки штока гидроцилиндра стрелы до оси вращения стрелы, м; β – угол между a и e , град.

$$\beta = \theta + \sigma - \gamma, \text{ град}, \quad (12)$$

где θ – угол между стрелой и расстоянием между осью вращения стрелы и осью пальца сочленения захватно-срезающего устройства с рукоятью, град; σ – угол между высотой от оси вращения стрелы до режущей кромки пилы и расстоянием между осью вращения стрелы и осью пальца сочленения захватно-срезающего устройства с рукоятью, град; γ – угол между высотой от оси вращения стрелы до режущей кромки пилы и расстоянием от оси вращения стрелы до оси проушины гильзы гидроцилиндра стрелы, град.

$$\cos \theta = \frac{L^2 + a_n^2 + b_n^2 + l_c^2 - 2a_n b_n - l_p^2}{2l_c(L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n)}, \quad (13)$$

$$\sin \sigma = \frac{L}{\sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}}. \quad (14)$$

Преобразовав выражение (11) с учетом выражений (12), (13) и (14), получим:

$$s_c = \sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \cos \left[\cos^{-1} \left(\frac{L^2 + a_n^2 + b_n^2 + l_c^2 - 2a_n b_n - l_p^2}{2l_c(L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n)} \right) + \dots \right.} \\ \left. + \sin^{-1} \left(\frac{L}{\sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}} \right) - \gamma \right]}, \text{ м}. \quad (15)$$

При увеличении вылета манипулятора в процессе его наведения на дерево, шток гидроцилиндра привода стрелы вжимается.

Таким образом, время, затрачиваемое на подведение стрелы к дереву, определяется выражением:

$$t_n^c = k_l k_{\pi} (D^2 - d^2) \left(\left[\sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \cos \left[\cos^{-1} \left(\frac{L^2 + a_n^2 + b_n^2 + l_c^2 - 2a_n b_n - l_p^2}{2l_c(L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n)} \right) + \dots \right.} \right. \right. \\ \left. \left. + \sin^{-1} \left(\frac{L}{\sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}} \right) - \gamma \right] - l_{ш.с}^{\text{нач}} - l_{ш.с}^r \right) / (4Q \eta_n \eta_{ш}), \quad (16)$$

где $l_{ш.с}^{нач}$ – начальная длина выдвинутой части штока гидроцилиндра привода стрелы, м; $l_{ш.с}^r$ – длина гильзы гидроцилиндра привода стрелы, м.

На рис. 3 приведена расчетная схема для определения длины гидроцилиндра привода захватно-срезающего устройства.

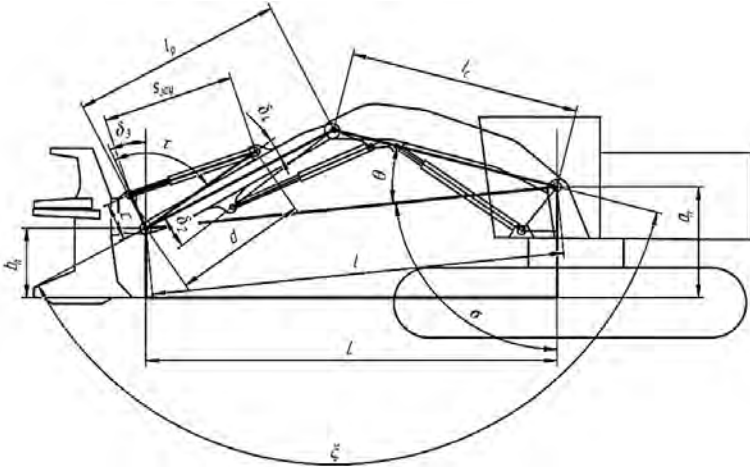


Рис. 3. Расчетная схема определения длины гидроцилиндра захватно-срезающего устройства ВПМ

Fig. 3. Calculation diagram for determining the length of the hydraulic cylinder of the felling head of the feller buncher

Длина гидроцилиндра привода ЗСУ определяется выражением:

$$s_{зсу} = \sqrt{c^2 + d^2 - 2cd \cos \tau}, \text{ м}, \quad (17)$$

где c – расстояние от оси головки штока гидроцилиндра ЗСУ до оси пальца сочленения ЗСУ с рукоятью, м; d – расстояние от оси проушины гильзы гидроцилиндра ЗСУ до оси пальца сочленения ЗСУ с рукоятью, м; τ – угол между c и d , град.

$$\tau = \xi + \theta + \sigma + \delta_3 - \delta_4 - 180, \text{ град}, \quad (18)$$

где δ_3 – угол между высотой от оси пальца сочленения ЗСУ с рукоятью до режущей кромки пилы и расстоянием от оси головки штока гидроцилиндра ЗСУ до оси пальца сочленения ЗСУ с рукоятью, град; δ_4 – угол между рукоятью и расстоянием от оси проушины гильзы гидроцилиндра ЗСУ до оси пальца сочленения ЗСУ с рукоятью, град.

С учетом выражений (2), (13) и (14), выражение (17) примет вид:

$$s_{зсу} = \sqrt{c^2 + d^2 - 2cd \cos[\cos^{-1}\left(\frac{l_c^2 + l_p^2 + 2a_n b_n - L^2 - a_n^2 - b_n^2}{2l_c l_p}\right) + \cos^{-1}\left(\frac{L^2 + a_n^2 + b_n^2 + l_c^2 - 2a_n b_n - l_p^2}{2l_c(L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n)}\right) + \sin^{-1}\left(\frac{L}{\sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}}\right) + \delta_3 - \delta_4 - 180], \text{ м.}} \quad (19)$$

При увеличении вылета манипулятора в процессе его наведения на дерево, шток гидроцилиндра привода захватно-срезающего устройства выдвигается.

Таким образом, время, затрачиваемое на подведение ЗСУ к дереву, определяется выражением:

$$t_n^{зсу} = k_l k_{\pi} D^2 \left[\sqrt{c^2 + d^2 - 2cd \cos[\cos^{-1}\left(\frac{l_c^2 + l_p^2 + 2a_n b_n - L^2 - a_n^2 - b_n^2}{2l_c l_p}\right) + \cos^{-1}\left(\frac{L^2 + a_n^2 + b_n^2 + l_c^2 - 2a_n b_n - l_p^2}{2l_c(L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n)}\right) + \sin^{-1}\left(\frac{L}{\sqrt{L^2 + a_n^2 + b_n^2 - 2a_n b_n}}\right) + \delta_3 - \delta_4 - 180} - l_{ш.зсу}^{нач} - l_{ш.зсу}^r \right] / (4Q\eta_n \eta_{ш}), \text{ с,} \quad (20)$$

где $l_{ш.зсу}^{нач}$ – начальная длина выдвинутой части штока гидроцилиндра привода ЗСУ, м; $l_{ш.зсу}^r$ – длина гильзы гидроцилиндра привода ЗСУ, м.

На рис. 4 приведена расчетная схема для определения длины гидроцилиндра привода захватных рычагов захватно-срезающего устройства.

Запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} l_x = \sqrt{h^2 + u^2}, \text{ м,} \\ l_x = 2r \cos \chi, \text{ м,} \end{cases} \quad (21)$$

где l_x – путь, пройденный рычагом при раскрытии, м; h – высота между начальным и конечным положением рычага, м; u – расстояние между начальным и конечным положением рычага при раскрытии, м; r – часть длины рычага между его концом и осью поворота, м; χ – угол между l_x и r , град.

Решив систему уравнений (21) относительно χ , получим:

$$\cos \chi = \frac{\sqrt{h^2 + u^2}}{2r}. \quad (22)$$

Длина гидроцилиндра привода захватных рычагов ЗСУ определяется выражением:

$$s_3 = L_3 - 2l_3 \cos \zeta, \text{ м}, \quad (23)$$

где L_3 – расстояние между захватными рычагами, м; l_3 – длина захватного рычага, м; ζ – угол между L_3 и l_3 , град.

$$\zeta = \chi - \lambda - \delta_5, \text{ град}, \quad (24)$$

где λ – угол между l_γ и h , град; δ_5 – угол между l_3 и r , град.

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{h}{u}, \text{ град}. \quad (25)$$

Тогда, преобразовав выражение (23), получим:

$$s_3 = L_3 - 2l_3 \cos \left(\cos^{-1} \left(\frac{\sqrt{h^2 + u^2}}{2r} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{h}{u} \right) - \delta_5 \right), \text{ м}. \quad (26)$$

В процессе раскрытия захватных рычагов ЗСУ, шток гидроцилиндра привода рычагов вжимается.

Таким образом, время, затрачиваемое на раскрытие захватных рычагов, определяется выражением:

$$t_{\text{рас}}^3 = \frac{k_t k \pi (D^2 - d^2)}{4Q} \times \frac{L_3 - 2l_3 \cos \left(\cos^{-1} \left(\frac{\sqrt{h^2 + u^2}}{2r} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{h}{u} \right) - \delta_5 \right) - l_{\text{ш.3}}^{\text{нач}} - l_{\text{ц.3}}^z}{\eta_{\text{н}}^i \eta_{\text{н}}}, \text{ с}, \quad (27)$$

где $l_{\text{ш.3}}^{\text{нач}}$ – начальная длина выдвинутой части штока гидроцилиндра привода захватных рычагов ЗСУ, м; $l_{\text{ц.3}}^z$ – длина гильзы гидроцилиндра привода захватных рычагов ЗСУ, м.

Таким образом, максимальное время, затрачиваемое на наведение манипулятора валочно-пакетирующей машины на дерево, будет:

$$t_{\text{н}}^{\text{м}} = t_{\text{н}}^{\text{в}} + t_{\text{н}}^{\text{с}} + t_{\text{н}}^{\text{зсу}} + t_{\text{рас}}^3, \text{ с}. \quad (28)$$

Стоит отметить, что выражение (28) определяет лишь максимальное время процесса наведения, то есть присущее не опытному оператору. Гидравлическая система управления технологическим оборудованием валочно-пакетирующих машин, позволяет оператору одновременно управлять сразу всеми элементами, участвующими в процессе наведения на дерево.

Таким образом, время, затрачиваемое на наведение манипулятора на дерево, у опытного оператора, будет равняться лишь одному, самому большому значению, из всех компонентов выражения (28). Наиболее вероятно, оно будет определяться временем наведения стрелы (16) или рукояти (10), это объясняется тем, что привод этих элементов, осуществляется гидроцилиндрами больших диаметров, чем у других, а также большим ходом штока.

Выводы. Полученные аналитические математические модели дают возможность определить время, затрачиваемое на подведение стрелы, рукояти и захватно-срезающего устройства, а также время, затрачиваемое на раскрытия захватных рычагов в процессе наведения манипулятора на дерево. Приведенные модели могут являться альтернативой фотохронометражным наблюдениям за процессом наведения манипулятора на растущее дерево, что позволит лесозаготовителям оценить быстродействие процесса наведения манипулятора валочно-пакетирующих машин различных моделей, предварительно запросив у завода-изготовителя компоновочно-кинематическую схему и сняв с нее необходимые параметры, подобрать оптимальную модель машины для эксплуатации в конкретных природно-производственных условиях.

Приведенные модели также позволяют на этапе конструкторской разработки валочно-пакетирующей машины, подобрать наиболее оптимальные с позиции быстродействия элементов технологического оборудования, конструктивные параметры, такие как: длина гидроцилиндра, ход штока, расстояния до проушин и др.

Выражение (28) позволяет определить максимальное время, затрачиваемое на наведение манипулятора на дерево, а при помощи выражений (10), (16), (20) и (27) возможно определить каждое из составляющих максимального времени, наибольшее значение из которых и будет являться оптимальным временем наведения манипулятора на дерево. Таким образом, полученные выражения можно использовать для определения уровня квалификации операторов и при нормировании их труда.

Библиографический список

Патякин В.И., Григорьев И.В. Технология и машины лесосечных работ: учебник / под ред. В.И. Патякина. СПб.: СПбГЛТУ, 2012. 362 с.

Санитарные правила в лесах Российской Федерации (ред. от 20.01.95) (утв. Приказом Рослесхоза от 18.05.92 № 90). Санитарные требования при рубках леса, пункт 3.6.

Александров В.А., Шоль Н.Р. Конструирование и расчет машин и оборудования для лесосечных работ и нижних складов: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Лань, 2012. 256 с.: ил.

Tigercat Industries Inc. Tigercat валочно-пакетирующая машина 845C/L845C: Руководство по обслуживанию, публикация 2.1, март, 2011-402 с.

Deere & Company 2019 Tracked feller bunchers/harvesters John Deere 800M/MH-Series Brochure p 24

Deere & Company 2019 Tracked feller bunchers/harvesters John Deere 900M/MH-Series Brochure p 28

Tigercat Inc. 2019 845E/L845E Feller Buncher Brochure p 6

Tigercat Inc. 2019 845E/L845E Feller Buncher Brochure p 6

Tigercat Inc. 2018 855E/L855E Feller Buncher Brochure p 6

Tigercat Inc. 2016 860C/870C/L870C/LX870C Feller Buncher Brochure p4

Caterpillar Inc. 2009 541/551/552 Tracked feller bunchers and harvesters brochure p 20

Caterpillar Inc. 2009 511/521/522/532 Tracked feller bunchers and harvesters brochure p 20

Caterpillar Inc. 2013 521B/522B Tracked feller bunchers and harvesters brochure p 20

Komatsu America Corp. 2015 XT460L-3 brochure p 16

References

Patyakin V.I., Grigor'ev I.V. Logging technology and machines. Ed. by V.I. Patyakina. SPb.: SPbFTU, 2012. 362 p. (In Russ.)

Sanitary rules in the forests of the Russian Federation (ed. 20.01.95) (approved by order of the Federal Forestry Agency 18.05.92 No. 90). Sanitary requirements for forest felling, clause 3.6. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Shol' N.R. Designing and calculation of machines and equipment for logging operations and lower warehouses: Textbook. second ed., revised and supplemented. SPb.: Publishing house «Lan'», 2012. 256 p.: fig. (In Russ.)

Tigercat Industries Inc. Tigercat 845C / L845C Feller Buncher: Service Manual, publication 2.1, March 2011-402 p.

Deere & Company 2019 Tracked feller bunchers/harvesters John Deere 800M/MH-Series Brochure p. 24

Deere & Company 2019 Tracked feller bunchers/harvesters John Deere 900M/MH-Series Brochure p. 28

Tigercat Inc. 2019 845E/L845E Feller Buncher Brochure p. 6

Tigercat Inc. 2019 845E/L845E Feller Buncher Brochure p. 6

Tigercat Inc. 2018 855E/L855E Feller Buncher Brochure p. 6

Tigercat Inc. 2016 860C/870C/L870C/LX870C Feller Buncher Brochure p.4

Caterpillar Inc. 2009 541/551/552 Tracked feller bunchers and harvesters brochure p. 20

Caterpillar Inc. 2009 511/521/522/532 Tracked feller bunchers and harvesters brochure p. 20

Caterpillar Inc. 2013 521B/522B Tracked feller bunchers and harvesters brochure p. 20

Komatsu America Corp. 2015 XT460L-3 brochure p. 16

Материал поступил в редакцию 24.09.2021

Андронов А.В., Зверев И.А., Михайлов О.А., Тарадин Г.С. Модель определения времени наведения захватно-срезающего устройства валочно-пакетирующих машин на растущее дерево // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2021. Вып. 237. С. 183–195. DOI: 10.21266/2079-4304.2021.237.183-195*

Исследование посвящено нахождению аналитической математической модели по определению времени наведения захватно-срезающего устройства на растущее дерево. В качестве известных параметров используются конструктивные размеры технологического оборудования, снятые с компоновочно-кинематических схем валочно-пакетирующих машин, требуемая высота пня и среднее расстояние между деревьями пасики. Поиск требуемой модели кратко можно разделить на несколько последовательных этапов: нахождение пути, который пройдет шток гидроцилиндра привода стрелы, и по известной формуле скорости перемещения поршня гидроцилиндра находится время на подвод стрелы к дереву; нахождение пути, который пройдет шток гидроцилиндра привода рукоятки; нахождение пути, который пройдет шток гидроцилиндра привода наклона захватно-срезающего устройства; нахождение пути, который пройдет шток гидроцилиндра привода рычагов захвата в процессе раскрытия. Сумма времени на подвод каждого из элементов технологического оборудования и есть время на наведение, присущее неопытному оператору, в случае опытного оператора время на наведение захватно-срезающего устройства к дереву определяется максимальным временем одного из компонентов.

Ключевые слова: валочно-пакетирующая машина, гидроцилиндр, манипулятор, рукоять, стрела, захватно-срезающее устройство, захватные рычаги.

Andronov A.V., Zverev I.A., Mikhailov O.A., Taradin G.S. A model for determining the time of pointing a grip-cutting device of feller buncher machines on a growing tree. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehniceskoy Akademii*, 2021, iss. 237, pp. 183–195 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2021.237.183-195

The research is devoted to finding an analytical mathematical model for determining the aiming time of a feller head on a growing tree. As the known parameters are used. The design dimensions of the technological equipment, taken from layout and kinematic diagrams of feller-buncher machines, the required stump height and the average distance between the trees of the windrow. The search for the required model can be briefly divided into several successive steps: finding the path that the hydraulic cylinder rod of the boom drive will take and by the known formula of speed of movement of the hydraulic cylinder piston is time to bring the boom to the tree; finding the way which the rod of the hydraulic cylinder of the arm drive; to find the path which the hydraulic cylinder rod of the tilt of the feller head; finding the path which the hydraulic cylinder rod for the arm actuator will take during the opening. The sum of the time for supplying each of the elements of technological equipment is the time required for the orientation, which is characteristic for a non-experienced operator. In case of an experienced operator the time for setting the feller head to the tree is determined by the maximum time of one of the components.

Key words: feller buncher, hydraulic cylinder, manipulator, arm, boom, felling head, arms of gripping.

АНДРОНОВ Александр Вячеславович – доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 8345-3722.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: andronovalexandr@gmail.com

ANDRONOV Alexander V. – PhD (Technical), associate professor of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 8345-3722.

194021. Institutsky per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: andronovalexandr@gmail.com

ЗВЕРЕВ Игорь Андреевич – ассистент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 1126-2121.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: igorzv1997@gmail.com

ZVEREV Igor A. – assistant of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 1126-2121

194021. Institutsky per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: igorzv1997@gmail.com

МИХАЙЛОВ Олег Андреевич – доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 4681-4898.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: kerro07@mail.ru

МИХАЙЛОВ Oleg A. – PhD (Technical), associate professor of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 4681-4898.

194021. Institutsky per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: kerro07@mail.ru

ТАРАДИН Григорий Сергеевич – доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 5247-6595.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: grisha190@mail.ru

TARADIN Grigory S. – PhD (Technical), associate professor of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 5247-6595.

194021. Institutsky per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: grisha190@mail.ru