

Оптимизация привода захватного устройства харвестерной головки

Optimization of the harvester head grip device mechanism

А. А. Селивёрстов (A. Seliverstov)¹

e-mail: saa.pk@onego.ru

В. С. Сюнёв (V. Siounev)

e-mail: siounev@psu.karelia.ru

Петрозаводский государственный университет

АННОТАЦИЯ

Приводится методика оптимального выбора приводного гидроцилиндра захватного устройства (ЗУ) харвестерной головки.

Ключевые слова: харвестерная головка, захватное устройство, гидроцилиндр.

SUMMARY

Method of optimal choice a hydraulic cylinder for grip device of harvester head is discussed.

Keywords: harvester head, grip device, hydraulic cylinder.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На современных харвестерных головках удержание дерева в процессе валки и последующего перемещения производится захватными рычагами, на концах которых агрегируется протаскивающий механизм вальцового или гусеничного типов. Таким образом, рычаги захватного устройства (ЗУ) наряду с функцией удержания дерева выполняют функцию прижима протаскивающего устройства к стволу в процессе его подачи к сучкорезным ножам. Привод (закрытие и разведение) рычагов осуществляется гидроцилиндром двухстороннего действия.

Для того чтобы подобрать оптимальный гидроцилиндр привода рычагов ЗУ, необходимо определить следующие параметры:

- момент $M1$, необходимый для надежного удержания дерева;
- момент Mg , развиваемый приводным гидроцилиндром.

Оптимальным будет только тот гидроцилиндр, у которого момент Mg больше момента $M1$ на всем диапазоне изменения диаметров обхватываемых де-

ревьев от d_0 до D_0 , при этом момент Mg должен быть минимальным из всех возможных вариантов. Очевидно, что достичь полного совпадения максимального момента гидроцилиндра и максимально возможного потребного момента для всех положений захватных рычагов не удастся из-за ограниченного числа варьируемых параметров, конструктивных ограничений и дискретности стандартного ряда типоразмеров гидроцилиндров.

Аналогично задаче, решаемой при проектировании манипулятора [2, 3], необходимо найти такие значения параметров механизма, при которых максимальное значение отношения развиваемого приводом момента к максимально возможному потребному моменту на всем диапазоне изменений диаметров было бы наименьшим, при условии, что это отношение не становится меньше единицы:

$$\min(\max \frac{Mg(D)}{M1(D)} - 1 > 0)$$

$$\vec{s}, \vec{d}, \vec{x}, \vec{y}, \quad (1)$$

$$d_0 < D < D_0,$$

где $Mg(D)$ – функция развиваемого гидроцилиндром момента;

$M1(D)$ – функция верхней границы моментов;

s – ход штока гидроцилиндра;

d – диаметр поршневой или штоковой полости гидроцилиндра;

x, y – координаты подвеса опор гидроцилиндра и размеры элементарного рычажного механизма;

D – диапазон изменений диаметров деревьев.

На управляемые параметры (компоненты векторов S, d, x, y), исходя из конструктивных соображений и нормативных материалов, накладываются соответствующие областные и функциональные ограничения.

Расчетная схема представленной задачи показана на рисунке 1.

Для определения верхней границы моментов механизма управления рычагами рассчитывается **потребный момент**, действующий относительно шарнира соединения рычага и корпуса (точка O на рис. 2). Он действует в плоскости движения рычага, при этом наибольший момент будет соответствовать захвату дерева максимального диаметра.

¹ Авторы – соответственно аспирант кафедры тяговых машин и д. т. н., профессор, заведующий кафедрой тяговых машин

© Селивёрстов А. А., Сюнёв В. С., 2005

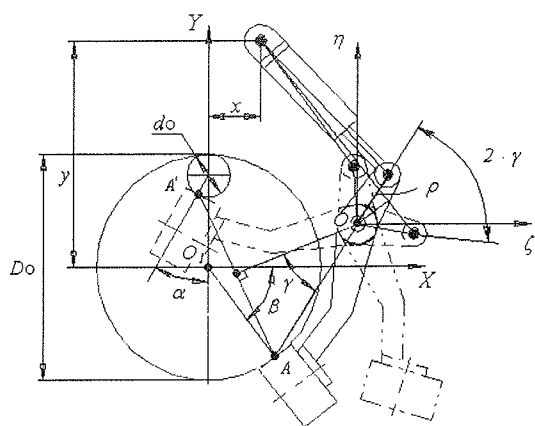


Рис. 1. Расчетная схема

Момент, развиваемый приводом, также действует в плоскости движения рычага и прижимает его вместе с вальцом к дереву (рис. 2).

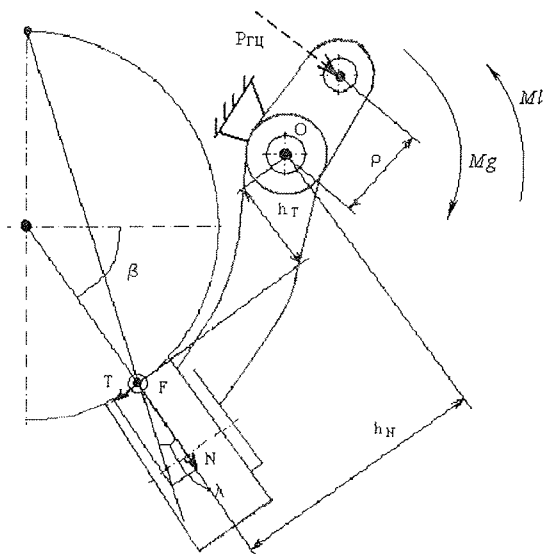


Рис. 2. Силы, действующие на захватный рычаг

Поставленная задача успешно решается в среде пакета MathCAD.

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Исходными являются следующие параметры:

- максимальный диаметр захватываемого дерева D_0 ;
- минимальный диаметр захватываемого дерева d_0 ;
- угол обхвата β дерева максимального диаметра;
- угол обхвата α дерева минимального диаметра.

АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

1. Предварительные расчеты.

Центр дерева максимального диаметра (точка $O_1(x_{O_1}, y_{O_1})$) берется за начало системы координат XO_1Y . Координаты точек $A(x_A, y_A)$, $A'(x'_A, y'_A)$ и $O(x_O, y_O)$ известны (см. рис. 1).

Для построения траектории движения точки контакта A захватного рычага с деревом необходимо построить окружность, проходящую через точку контакта рычага с деревом максимального диаметра A и точку контакта рычага с деревом минимального диаметра A' .

Координаты центра этой окружности X_1 и Y_1 определяются из системы уравнений [1]:

$$r = \sqrt{(X_1 - x'_A)^2 + (Y_1 - y'_A)^2}, \quad (2)$$

$$r = \sqrt{(X_1 - x_A)^2 + (Y_1 - y_A)^2}, \quad (3)$$

$$\text{где } r = 1.5 \cdot \frac{D_0}{2}. \quad (4)$$

Траектория движения точки контакта A захватного рычага с деревом определяется из системы уравнений:

$$x^2 + \left[y - \left(\frac{D_0}{2} - \frac{D}{2} \right) \right]^2 = \left(\frac{D}{2} \right)^2, \quad (5)$$

$$(x - X_1)^2 + (y - Y_1)^2 = r^2, \quad (6)$$

$$\text{принимая затем } F(D) = \text{Find}(x, y), \quad (7)$$

$$\text{где } D = d_0, d_0 + 0.01 \dots D_0. \quad (8)$$

Траектория движения точки A при заданных параметрах $d_0 = 0.06$ м, $D_0 = 0.45$ м, $\beta = 55^\circ$ и $\alpha = 10^\circ$ показана на рисунке 3.

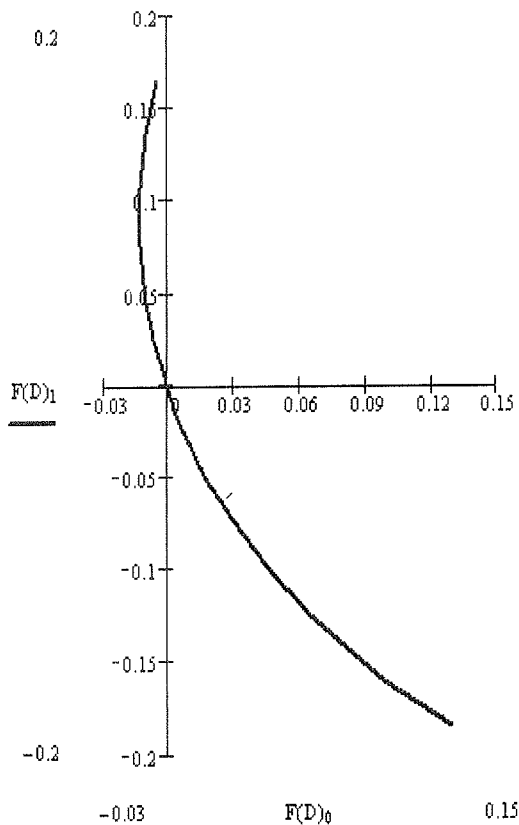


Рис. 3. Траектория движения точки контакта A

Шаг изменения диаметров деревьев от d_0 до D_0 .
Например, если при $d_0 = 0.06$ м и $D_0 = 0.45$ м задать изменение диаметра обхватываемых деревьев с шагом 0.01 м, тогда получим

$$n = \frac{D_0 - d_0}{0.01}, \quad (9)$$

откуда $n = 39$;

$$j = 0..n; \quad (10)$$

$$D_j = d_0 + 0.01 \cdot j. \quad (11)$$

Изменение координаты точки A (x_A, y_A) запишется в следующем виде:

$$xA_{1j} = F(D_j)_0, \quad (12)$$

$$yA_{1j} = F(D_j)_1. \quad (13)$$

Изменение координаты центра дерева $O_1(x_{O_1}, y_{O_1})$:

$$xO_{1j} = 0, \quad (14)$$

$$yO_{1j} = \left(\frac{D_0}{2} \right) - \frac{D_j}{2}. \quad (15)$$

Изменение угла обхвата деревьев:

$$\beta'_j = \arccos \left(\frac{(xA_{1j} - xO_{1j})}{\sqrt{(xA_{1j} - xO_{1j})^2 + (yA_{1j} - yO_{1j})^2}} \right). \quad (16)$$

Наименьший угол обхвата β'_j соответствует углу обхвата дерева максимального диаметра β (см. рис. 1).

Изменение плеча действия силы нормального давления рычага на ствол N равно:

$$hN_j = \frac{\left| (yA_{1j} - yO_{1j}) \cdot xA_{1j} - (xA_{1j} - xO_{1j}) \cdot yA_{1j} - xO \cdot yA_{1j} + yO_{1j} \cdot xO + yO \cdot xA_{1j} - xO_{1j} \cdot yO \right|}{\sqrt{(xA_{1j} - xO_{1j})^2 + (yA_{1j} - yO_{1j})^2}}, \quad (17)$$

где xO и yO – координаты точки O крепления рычага на корпусе харвестерной головки (см. рис. 1).

Изменение плеча действия силы трения T определяется:

$$hT_j = \frac{\left| (xA_{1j} - xO_{1j}) \cdot xO + (yA_{1j} - yO_{1j}) \cdot yO + \left(xO_{1j} \cdot xA_{1j} - xA_{1j}^2 + yO_{1j} \cdot yA_{1j} - yA_{1j}^2 \right) \right|}{\sqrt{(xA_{1j} - xO_{1j})^2 + (yA_{1j} - yO_{1j})^2}}. \quad (18)$$

Изменение угла λ (см. рис. 2) равно:

$$\lambda_j = \frac{\left[\begin{array}{l} (xA_{1j} - xO_{1j})^2 + (yA_{1j} - yO_{1j}) \cdot \\ \left(yA_{1j} - yO_{1j} - \sqrt{(xO_{1j})^2 + (-xA_{1j})^2} \right) \\ - \sqrt{(yO_{1j})^2 + (-yA_{1j})^2} \end{array} \right]}{\left[\begin{array}{l} \left(xA_{1j} - xO_{1j} \right)^2 + \left(yA_{1j} - yO_{1j} - \sqrt{(xO_{1j})^2 + (-xA_{1j})^2} \right)^2 \\ + \sqrt{(yO_{1j})^2 + (-yA_{1j})^2} \cdot \sqrt{(xA_{1j})^2 + (-xO_{1j})^2} \end{array} \right]} \quad (19)$$

Длина рычага Lp при захвате дерева максимального диаметра определяется:

$$Lp = \sqrt{(xO - x_A)^2 + (yO - y_A)^2} \quad (20)$$

Длина рычага lp при захвате дерева минимального диаметра равна:

$$lp = \sqrt{(xO - x'_A)^2 + (yO - y'_A)^2} \quad (21)$$

$$\text{причем } Lp = lp \quad (22)$$

Изменение угла поворота рычага при захвате деревьев

$$\gamma_j = \arccos \frac{\left[\begin{array}{l} Lp^2 + lp^2 - \\ - (xA_{1j} - x_A)^2 - \\ - (yA_{1j} - y_A)^2 \end{array} \right]}{2 \cdot Lp \cdot lp} \quad (23)$$

Изменение плеча действия усилия $P_{ГЦ}$, развиваемого гидроцилиндром (см. рис. 2),

$$hg_j = \rho \cdot \cos(\gamma_j) \quad (24)$$

2. Определение верхней границы моментов механизма управления рычагами

$$M1_j = N_j \cdot hN_j - T_j \cdot hT_j, \quad (25)$$

где N – максимальная потребная сила нормального давления рычага на ствол;

T – сила трения рычага о ствол;

Верхняя граница моментов соответствует наиболее тяжелому режиму работы ЗУ. К таким режимам относятся:

- натяг дерева при срезании;
- отрыв дерева от пня;
- наклон дерева в положение от машины;
- подтаскивание дерева за комель к машине при волоческой вершине.

Сила трения рычага о ствол определится по следующей формуле:

$$T_j = N_j \cdot \tan \lambda_j \quad (26)$$

3. Момент, развиваемый приводным гидроцилиндром:

$$Mg_j = F_{2y} \cdot hg_j \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_{кнд}, \quad (27)$$

где F_{2y} – площадь поршневой или штоковой части гидроцилиндра.

При работе гидроцилиндра поршневой полостью на обжим дерева

$$F_{2y} = \pi \frac{D_{порш}^2}{4} \quad (28)$$

При работе штоковой полостью

$$F_{2y} = \pi \frac{(D_{порш} - d_{шт})^2}{4}, \quad (29)$$

p – давление в гидросистеме, Па;

$\eta_{кнд} = 0,95$ – коэффициент полезного действия.

На рисунке 4 представлен график зависимости момента, развиваемого гидроцилиндром, и верхней границы моментов от диаметра обхватываемого дерева при изменении последнего от $d_0 = 0,06$ м до $D0 = 0,45$ м.

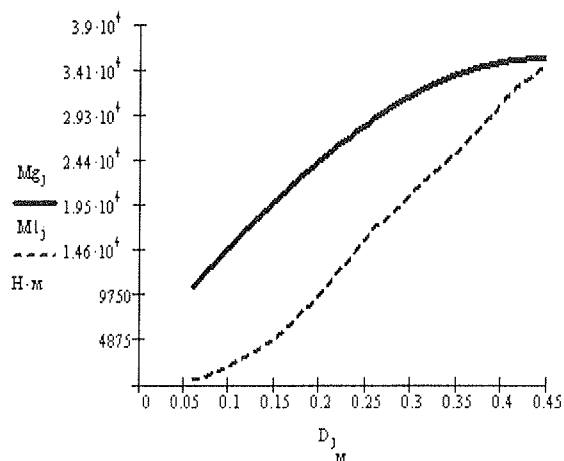


Рис. 4. Момент, развиваемый гидроцилиндром, и верхняя граница моментов

ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Предлагаемая методика позволяет подобрать оптимальный гидроцилиндр привода рычагов. Вследствие этого на протяжении всего технологического процесса заготовки древесины захватные рычаги будут надежно удерживать дерево, исключая его проскальзывание относительно захватных рычагов и корпуса харвестерной головки.
2. Наиболее тяжелым режимом работы захватного устройства является наклон дерева в положение от машины.
3. На рисунках 5, 6, 7 представлены графики, которые показывают зависимости изменения соответствующих параметров от диаметра обхватываемого дерева, при изменении последнего от $d_0 = 0.06$ м до $D_0 = 0.45$ м.

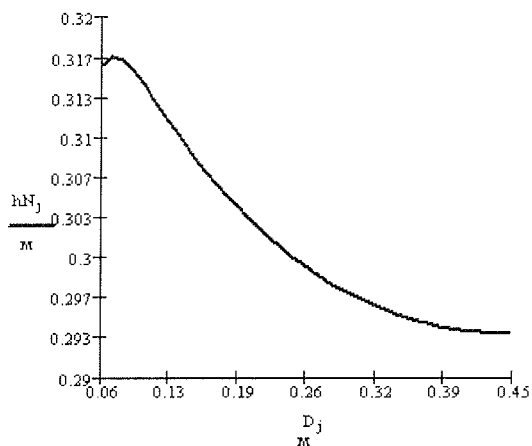


Рис. 5. Изменение плеча силы нормального давления рычага на ствол дерева от диаметра дерева

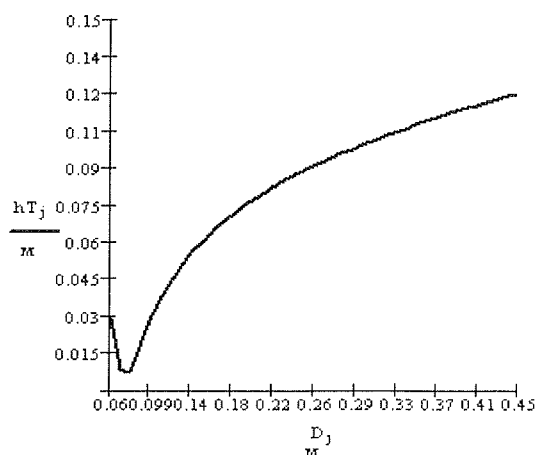


Рис. 6. Изменение плеча силы трения от диаметра дерева

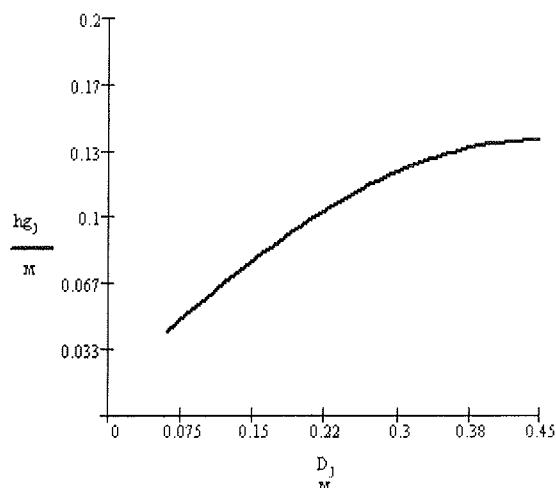


Рис. 7. Значение плеча действия усилия, развиваемого гидроцилиндром, от диаметра дерева

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике 11-е изд. / М. Я. Выгодский. М.: Наука, 1976. 872 с.
2. Герасимов Ю. Ю. Манипуляторные системы лесных машин: проектирование и расчет: Учебное пособие / Ю. Ю. Герасимов, С. А. Кильпейainen, В. М. Костюкевич, В. С. Сюнёв. Петрозаводск; Йоэнсуу, 1994. 96с.
3. Герасимов Ю. Ю. Лесосечные машины для рубок ухода: компьютерная система принятия решений / Ю. Ю. Герасимов, В. С. Сюнёв. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1998. 236 с.