

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА ПОДЪЕМА ГРУЗА ПОВОРОТНОГО ЛЕСОПОГРУЗЧИКА С КОМБИНИРОВАННЫМ МАНИПУЛЯТОРОМ

В статье приводятся результаты математического моделирования режима подъема груза поворотного лесопогрузчика при синхронном вращении стрелы и колонны.

Ключевые слова: поворотный лесопогрузчик, режим работы, моделирование.

V.F. Poletaykin

THE LOAD LIFTING MODE MODELLING OF THE ROTARY LOGGER WITH THE COMBINED MANIPULATOR

The results of the rotary logger load lifting mode mathematical modeling at the lift and the column synchronous rotation are presented in the article.

Key words: rotary logger, operating mode, modeling.

Лесопогрузчики поворотного типа, оснащенные комбинированными манипуляторами с поворотными в продольно-вертикальной плоскости колоннами опорно-поворотных устройств, находят все более широкое распространение в лесной промышленности. Учитывая это, в Сибирском государственном технологическом университете проводятся работы по созданию и исследованиям рабочих режимов поворотных лесопогрузчиков с целью обоснования основных параметров технологического оборудования. На рисунке 1 показана расчетная схема технологического оборудования поворотного лесопогрузчика с комбинированным манипулятором. Технологическое оборудование состоит из опорно-поворотного устройства 1, стрелы телескопической, состоящей из наружной 2, средней 3 и внутренней 4 секций, гидроцилиндров поворота стрелы 5. На раме базовой машины жестко крепится устройство опорно-поворотное 1, на котором шарнирно установлена поворотная стойка 10 и гидроцилиндры привода стойки 9. На стойке также шарнирно закреплены телескопическая трехсекционная стрела и гидроцилиндры подъема стрелы 5. В качестве рабочих органов могут быть использованы: захватно-срезающее устройство – при работе в режиме валочно-трелевочной машины; захват – при работе в режимах лесопогрузчика и машины для бесчokerной трелевки деревьев.

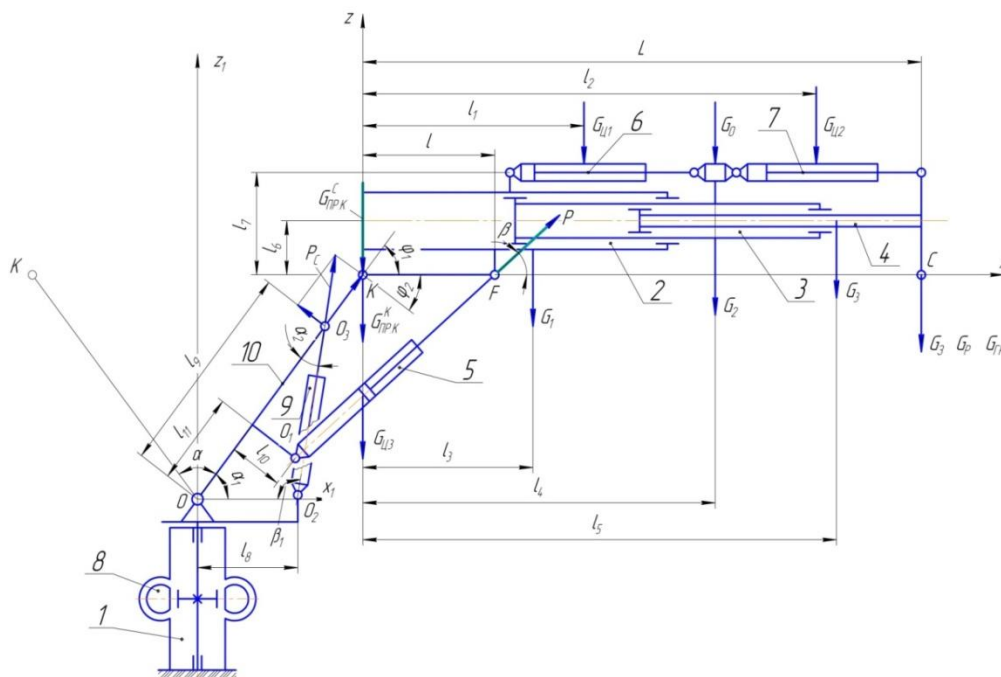


Рис. 1. Расчетная схема лесопогрузчика поворотного типа

Устройство опорно-поворотное 1 является основным несущим элементом конструкции манипулятора. Оно включает в себя корпус с подшипниками скольжения, в которых устанавливается ось в сборе; механизм поворота манипулятора в горизонтальной плоскости 8. Механизм поворота манипулятора в горизонтальной плоскости представляет собой устройство «шестерня-рейка» с приводом от четырех гидроцилиндров одно-стороннего действия. С помощью гидроцилиндров 9 стойка отклоняется от вертикального положения в обе стороны на угол 35° (общий угол поворота стойки 70°), что обеспечивает вылет рабочего органа (с учетом перемещений секций стрелы) 7,5–8 м. Гидропривод лесопогрузчика представляет собой две автономные гидропередачи, работающие по открытым схемам, что позволяет осуществлять совмещение операций при выполнении лесосечных или погрузочных работ (подъем стрелы – выдвижение секций, поворот стрелы – поворот стойки, подъем стрелы – поворот колонны в горизонтальной плоскости и т.д.) и сокращать время на их выполнение. В данной статье рассмотрены результаты моделирования режима подъема жесткого груза (сортиментов) поворотного лесопогрузчика с грузовым моментом 210 кНм при одновременном (синхронном) вращении стрелы и поворотной стойки.

Модель системы «технологическое оборудование – груз»

Уравнения движения системы «технологическое оборудование – груз» поворотного лесопогрузчика в рассматриваемом режиме на предварительных этапах исследований были получены в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 & m_{\text{ПР.К}} \cdot L_K^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot L \cdot \\
 & \cdot \varphi \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi - m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi^2 \cdot \\
 & \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \sin \varphi_H + \varphi = P_C \cdot \sin \alpha_2 \cdot l_9 - G_{\text{ПР.К}}^K + G_{\text{ПР.К}}^C \cdot L_K \cdot \cos \alpha_1 - \\
 & - 2m_{\text{ПР.С}} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot L \cdot L_K \cdot \cos \gamma_1 \cdot \\
 & - (m_{\text{ПР.С}} L^2 + I_C) \varphi + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot \alpha \cdot L \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi = \\
 & = Pl \sin \beta - m_{\text{ПР.С}} gL,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где L_K – длина колонны; α – угол поворота колонны; φ – угол поворота стрелы; $m_{\text{ПР.С}}$ – масса стрелы и груза, приведенные к точке С; L – длина стрелы; P, P_C – усилия на штоках поворота стрелы и колонны; $G_{\text{ПР.К}}^K, G_{\text{ПР.К}}^C$ – силы тяжести колонны и стрелы, приведенные к точке К; I_C – момент инерции стрелы; l_9 – звенья кинематической схемы манипулятора (рис. 1); α, φ – угловые скорости колонны и стрелы; α, φ – угловые ускорения колонны и стрелы.

При обосновании параметров механизмов поворота колонны и подъема стрелы лесопогрузчиков и манипуляторов в качестве критерия оценки результатов моделирования режимов работы и оптимизации параметров механизмов используют усилия на штоках гидроцилиндров привода механизмов. Исходя из этого, преобразуем уравнения (1), разрешив их относительно величин P_C и P . Математическая модель системы «технологическое оборудование – груз» принимает следующий вид:

$$\begin{aligned}
 P_C = & m_{\text{ПР.К}} \cdot L_K^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi - m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot \\
 & \cdot L \cdot \varphi^2 \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \sin \varphi_H + \varphi + 2m_{\text{ПР.С}} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot L \cdot L_K \cdot \cos \gamma_1 + G_{\text{ПР.К}}^K + G_{\text{ПР.К}}^C \cdot \\
 & \cdot L_K \cdot \cos \alpha_1 / l_9 \sin \alpha_2 ; \\
 P = & [m_{\text{ПР.С}} L^2 + I_C] \varphi + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot \alpha \cdot L \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi + \\
 & + m_{\text{ПР.С}} gL / l \sin \beta .
 \end{aligned} \tag{2}$$

Условия функционирования системы

Для обеспечения заданных скоростей движения исполнительных механизмов и требуемых усилий на штоках гидроцилиндров должен быть обеспечен баланс расходов рабочей жидкости на исполнительные гидроцилиндры при заданном номинальном давлении в гидросистеме. Данные условия отражены в уравнениях расхода рабочей жидкости:

$$Q_{H1} K_{t1} = \frac{\pi d_1^2 l}{4 \sin \beta} \varphi + a_{y1} P_1 + K_{P1} \frac{dP_1}{dt},$$

$$Q_{H2} K_{t2} = \frac{\pi d_2^2 l_9}{4 \sin \alpha_2} \alpha_2 + a_{y2} P_2 + K_{P2} \frac{dP_2}{dt},$$

где K_{t1}, K_{t2} – коэффициенты, учитывающие изменение подачи рабочей жидкости с течением времени;
 K_{P1}, K_{P2} – коэффициенты податливости (жесткости) рабочей жидкости и элементов гидросистемы механизмов подъема стрелы и поворота колонны;
 a_{y1}, a_{y2} – коэффициенты утечек рабочей жидкости в гидросистемах механизмов поворота стрелы и колонны.

Скорость штока гидроцилиндра определяется по выражению

$$V_{шт} = S = \frac{q_H n}{60 f_{\Pi}} \eta_H \eta_{\Pi} - \frac{q_H n}{60 f_{\Pi}} K_H \eta_{\Pi} + K_{\Pi} \eta_H P - \frac{K_v \eta_{\Pi}}{f_{\Pi}} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (3)$$

Угловая скорость стрелы

$$\varphi = \frac{S_1 \sqrt{1+K^2 - 2K \cos \varphi_4}}{l \sin \varphi_4}. \quad (4)$$

Угловое ускорение стрелы

$$\varphi = \frac{S_1^2}{l} \frac{K \cos^2 \varphi_4 - 1 - K^2 \cos \varphi_4 + K}{\sin^3 \varphi_4}. \quad (5)$$

Угловая скорость колонны

$$\alpha = \frac{S_2 \sqrt{1+K_1^2 - 2K_1 \cos \alpha + \alpha_1}}{l_9 \sin \alpha + \alpha_1}. \quad (6)$$

Угловое ускорение колонны

$$\alpha = \frac{S_2^2}{l_9} \frac{K_1 \cos^2 \alpha + \alpha_1 - 1 - K_1^2 \cos \alpha + \alpha_1 + K_1}{\sin^3 \alpha + \alpha_1}, \quad (7)$$

где S_1, S_2 – скорости поступательного движения штоков гидроцилиндров подъема стрелы и поворота колонны соответственно; $K = \frac{l}{C}$, $K_1 = \frac{l_9}{C_1}$ – параметры кинематической схемы; q_H – объемные постоянные насосов; n – число оборотов вала насоса в минуту; $\eta_H = 0,85$ – общий КПД насоса; $\eta_{\Pi} = 0,92 \dots 0,98$ – общий КПД гидроцилиндра; K_H, K_{Π}, K_v – коэффициенты пропорциональности ($K_H = 0,001 \dots 0,003$, $K_{\Pi} = 0,001 \dots 0,003$, $K_v = 0,002 \dots 0,003$); f_{Π} – площадь поршня гидроцилиндра. Для комбинированных манипуляторов лесных машин коэффициенты утечек рабочей жидкости $a_{y1} = a_{y2} = 1 \cdot 10^{-12} \dots 2,5 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{Па}\cdot\text{с})$.

Коэффициенты податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода определены из выражения

$$K_{P1} = K_{P2} = \frac{8}{10^{10} P^{+1} 0,45}. \quad (8)$$

Алгоритм моделирования режима подъема груза при синхронном движении стрелы и колонны

Для выполнения математического моделирования рассматриваемого режима движения груза предварительно была сформирована база данных. В процессе моделирования исследовали влияние на уровень нагрузок на гидроцилиндры привода технологического оборудования параметров кинематической схемы (φ , α , L , L_k , φ , φ , α , α , OC , l_9 , α_2 , β , l , γ_1). Кроме этого, изменяя частоту вращения валов насосов гидросистемы, изменяли скорость движения штоков гидроцилиндров и, следовательно, величину абсолютной скорости точки приведения массы стрелы и груза, угловой скорости и углового ускорения стрелы и колонны.

Моделирование режима подъема груза выполнено в соответствии со следующим алгоритмом:

1. Присвоение управляемым переменным начальных значений, определение интервалов варьирования и шагов их дискретизации. Начальные значения параметров: $l = 0,65$ м; $l_9 = 1,275$ м. Интервалы варьирования: $l - 0,6 \leq 0,65 \leq 0,7$ м; $l_9 - 1,225 \leq 1,275 \leq 1,325$ м. Шаг дискретизации $l - \Delta l = 0,05$ м. Моделирование режима выполнено при следующих значениях l : 0,6; 0,65; 0,7 м. Шаг дискретизации $l_9 = 0,05$ м. Моделирование выполнено при l_9 : 1,225; 1,275; 1,325 м. Интервалы варьирования параметров φ и α от 0 до 70° ($\varphi = \alpha$); шаги дискретизации $\Delta\alpha = \Delta\varphi = 5^\circ$. Количество шагов варьирования данных переменных при моделировании режима $n = \frac{70^\circ}{5^\circ} = 14$.

2. Вычисление геометрических параметров кинематической схемы на каждом шаге дискретизации переменных φ , α , l , l_9 , а также угловых скоростей и угловых ускорений стрелы и колонны (φ , φ , α , α) при переменных значениях частоты вращения валов насосов гидропривода и скоростях движения штоков гидроцилиндров привода стрелы и колонны. Моделирование выполнено при частотах вращения валов насосов 1000, 1200, 1400, 1600 об/мин.

3. Вычисление на каждом шаге варьирования переменных числовых значений линейных скоростей относительного и переносного движений, а также абсолютной скорости центра масс груза и приведенных масс технологического оборудования.

4. Вычисление на каждом шаге варьирования переменных числовых значений усилий на штоках гидроцилиндров подъема стрелы P и поворота колонны P_c .

5. Анализ полученных результатов и обоснование основных параметров кинематики технологического оборудования.

Анализ результатов моделирования подъема груза при синхронном движении стрелы и колонны

Выполнение моделирования рассматриваемого режима в соответствии с вышеприведенным алгоритмом позволило получить данные о нагрузках на штоки гидроцилиндров привода стрелы и колонны при движении груза из положения набора в транспортное положение и зависимости их от управляемых переменных. Анализ полученных данных показал следующее:

1. В процессе синхронного движения колонны и стрелы с грузом на штоки гидроцилиндров привода колонны действуют значительные нагрузки. Их величины при изменении угла α от 0 до 70° , скорости движения штока S_2 от 0,042 до 0,0691 м/с и размера l_9 от 1,225 до 1,325 м изменяются от 329114 до 562621 Н. При этом в начальный период движения ($\alpha \leq 20^\circ$) нагрузки P_c снижаются. При $\alpha = 20^\circ$ они становятся минимальными, а далее возрастают до максимальных значений при $\alpha = 70^\circ$.

2. Аналогичный характер изменения нагрузок на гидроцилиндры привода стрелы, о чем свидетельствуют диаграммы изменения нагрузок, представленные на рисунке 2. Значения нагрузок P изменяются от 179844 до 250353 Н. Следует при этом отметить, что нагрузки на гидроцилиндры стрелы изменяются в значительно меньших пределах. Так, нагрузки на гидроцилиндры колонны изменяются от $P_{\text{MIN}} = 321593$ Н до $P_{\text{MAX}} = 481098$ Н (при $n = 1600$ об/мин, $l = 0,65$ м, $l_9 = 1,275$ м), или на 49,5%. Нагрузки на гидроцилиндры стрелы изменяются при тех же условиях от $P_{\text{MIN}} = 188784$ Н до $P_{\text{MAX}} = 228459$ Н, или на 21%, что отчетливо видно на рисунке 2.

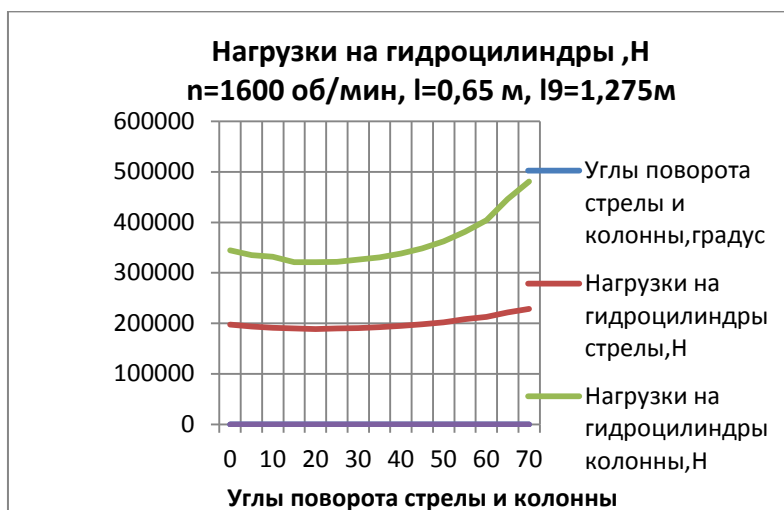
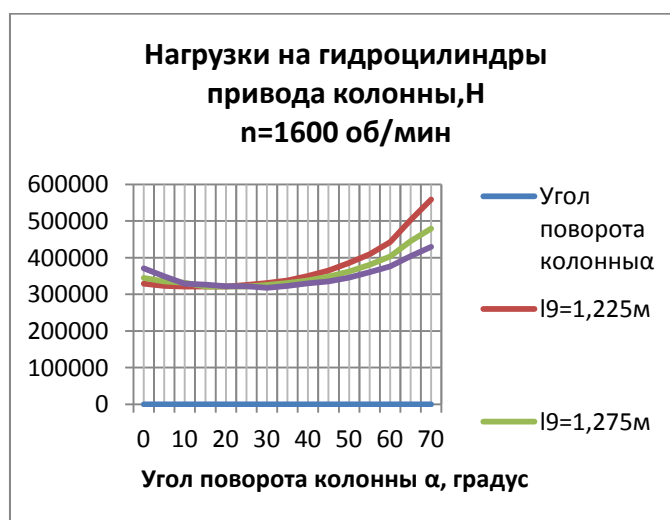


Рис. 2. Диаграммы изменения нагрузок на гидроцилиндры

3. Данные показывают, что увеличение скорости движения штоков гидроцилиндров не сопровождается пропорциональным увеличением нагрузок. При увеличении скорости S_2 от 0,042 до 0,0691 м/с (на 64,5%) нагрузка P_C возрастает от 476228 до 481098 Н, т.е. на 4870 Н, или на 1% (при $l_9 = 1,275$ м). Увеличение скорости штока гидроцилиндра привода стрелы также не приводит к пропорциональному возрастанию нагрузок P : при увеличении скорости S_1 от 0,0364 до 0,0585 м/с (на 60,7%) нагрузки P практически не возрастают.

4. В начальный период движения колонны ($\alpha \leq 20^\circ$) при увеличении размера l_9 нагрузки P_C возрастают. Так, при увеличении размера l_9 от 1,225 до 1,325 м (на 8,16%) нагрузки возрастают от 329537 до 370839 Н, или на 12,5%. В пределах угла α от 0° до $20 \dots 23^\circ$ нагрузки P_C постепенно снижаются, а далее возрастают до наибольших значений при $\alpha = 70^\circ$ (рис. 3). При этом при уменьшении размера l_9 нагрузки P_C возрастают. Так, при $\alpha = 70^\circ$ $l_9 = 1,225$ м $P_C = 562621$ Н; при $l_9 = 1,275$ м $P_C = 481098$ Н; при $l_9 = 1,325$ м $P_C = 430826$ Н. Таким образом, увеличение размера l_9 от 1,225 до 1,325 м (на 8,16%) обеспечивает снижение нагрузки на колонну P_C на 23,43%. Однако при этом возникает необходимость увеличения хода гидроцилиндра, так как при увеличении размера l_9 при постоянном размере хода уменьшается угол поворота колонны. Анализ данных показывает, что оптимальным является размер $l_9 = 1,275$ м.

Рис. 3. Нагрузки на гидроцилиндры колонны при варьировании размера l_9

Данные моделирования показывают, что при увеличении размера l нагрузки на штоки гидроцилиндров поворота стрелы снижаются при любом положении стрелы и значении скорости движения штока (частоты вращения вала насоса). Так, при увеличении l от 0,6 до 0,7 м (на 16,66%) при $\varphi = 70^\circ$ нагрузки P снижаются

от 250353 до 210856 Н, или на 15,78 %, т.е наблюдается пропорциональное снижение нагрузок во всем интервале вращения стрелы ($0^\circ \leq \varphi \leq 70^\circ$) (рис. 4). Однако при увеличении размера l для обеспечения требуемого угла поворота стрелы необходимо увеличивать ход штока гидроцилиндра поворота стрелы, что ограничивается условиями компоновки технологического оборудования. Анализ данных показывает, что по условиям компоновки и нагруженности технологического оборудования оптимальной величиной является $l = 0,65$ м.

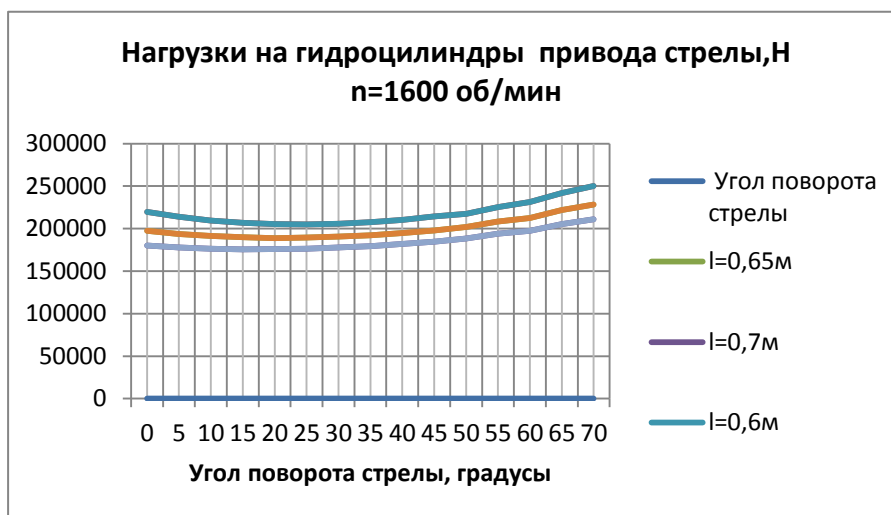


Рис. 4. Нагрузки на гидроцилиндры стрелы при варьировании размера l

Литература

1. Редькин А.К. Основы моделирования и оптимизации процессов лесозаготовок: учеб. пособие. – М.: Лесн. пром-сть, 1988. – 256 с.
2. Полетайкин В.Ф. Прикладная механика лесных подъемно-транспортных машин. Лесопогрузчики гусеничные. – Красноярск: Изд-во СибГТУ, 2010. – 247 с.
3. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин. – М.: Экология, 1995. – 257 с.

