УДК 621.81

А. Р. Ротт, С. Я. Алибеков, С. С. Филимонов,
А. В. Маряшев, Р. С. Сальманов, Е. Ю. Эчейкин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА ПИЛЬНОГО АППАРАТА ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛНЬНОЙ МАШИНЫ

Ключевые слова: конструктивные параметры; пильный аппарат; следящий гидравлический привод; передаточная функция; характеристическое уравнение; критерий устойчивости.

Пильный аппарат – один из важнейших узлов лесозаготовительной машины, выполняющей пиление круглых материалов. Рассмотрены особенности проектирования системы автоматического регулирования скорости надвигания пильного аппарата, реализованной на основе следящего гидравлического привода. Приведен динамический расчет привода и оценка его устойчивости с использованием частотного критерия Михайлова.

Keywords: design factors, cutting attachment, fluid power servodrive, transfer function, characteristic equation, stability criterion.

Cutting attachment is one of the most important harvester's units, which cuts round materials. Distinctive features of designing the system of automatic speed control of thrusting cutting attachment, realized on the basis of fluid power servodrive, were considered. Dynamic calculation of the drive and estimation of its stiffness with using Mihaylov'sfrequency stability criterion were made.

Введение

Лесная промышленность занимает важное место в экономике России, однако ее роль в мировом лесном секторе не соответствует огромному сырьевому потенциалу. Обладая четвертью всех запасов древесины на Земле, Россия в общемировом лесопромышленном производстве занимает всего 2,3%, а по удельному весу в лесной торговле только 2,8%. Основной проблемой, влияющей на конкурентоспособность лесопромышленного комплекса страны, является, прежде всего, недостаточный технический уровень производства. Большая часть парка машин и оборудования морально и физически устарела. Из-за недостатка высокопроизводительной техники в лесной промышленности крайне низкая производительность труда.

Выход из создавшегося положения видится в автоматизации производства, разработке и внедрении новых и модернизации существующих лесозаготовительных машин. В качестве примера подобного подхода рассмотрим конструктивное совершенствование гидравлического привода надвигания пильного аппарата- важнейшего узла валочно-пакетирующей машины, в значительной степени определяющего ее производительность.

Одним из основных параметров пильного аппарата лесозаготовительной машины является величина скорости надвигания, поскольку, чем выше эта скорость, тем больше производительность. Вместе с тем, увеличение скорости надвигания приводит к увеличению габаритов конструкции, усложнению механизма резания, увеличению сил резания, что, при определенных условиях, может вызвать отказ пильного аппарата. Отсюда возникает необходимость нахождения оптимального значения скорости надвигания, чтобы, с одной стороны, обеспечить высокую производительность, а, с другой стороны, не допустить снижения надежности, долговечности машины, а также качества среза.

При поперечном пилении крупных лесоматериалов с точки зрения обеспечения высокой производительности целесообразно регулировать скорость надвигания $V_н$ в зависимости от мгновенной длины распила l_2 , которая постоянно изменяется.

С начала врезания и до достижения центра ствола длина распила постоянно возрастает. При этом, чтобы сохранить постоянство усилия надвигания и мощности резания, скорость надвигания $V_н$ необходимо плавно уменьшать. Очевидно, что при l_2 она должна быть меньше, чем при l_1, и так до достижения значения l_3=d, после чего скорость надвигания, наоборот, можно увеличивать, поскольку длина распила l_4 будет уменьшаться (рис.1).

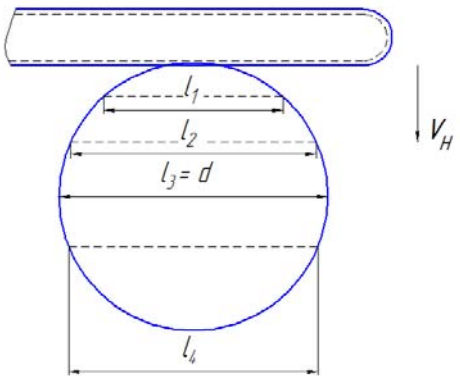


Рис. 1 - Изменение мгновенной длины распила при пилении круглых лесоматериалов

Таким образом, при постоянном изменении скорости надвигания $V_н$, обеспечивается неизменность сил резания при максимально возможной скорости надвигания и, как следствие, максимальная производительность пиления.

Подобные функции можно реализовать при применении следящего гидропривода с автоматическим регулированием. Только следящий привод может обеспечить высокое быстродействие при минимальном расходе рабочей жидкости в линии управления, а также высокую чувствительность при минимальной мощности на управление. Вместе с тем, в известных конструкциях лесозаготовительных машин применяется разомкнутый привод надвигания пилы на дерево. При таком приводе невозможно осуществлять регулирование скорости надвигания с учетом постоянно изменяющихся факторов, влияющих на процесс пиления. Это является существенным недостатком современных конструкций пильных аппаратов, вызывающим снижение производительности, долговечности и надежности лесозаготовительной и оказывающим влияние на качество валки деревьев.

Целью данной работы является проектирование и динамический расчет замкнутой системы автоматического регулирования скорости надвигания пильного аппарата, реализованной на основе следящего гидравлического привода.

Для этого требуется разработка принципиальной гидравлической схемы привода, выбор его элементов, в том числе гидроусилителя, расчет конструктивных параметров устройств, а также исследование динамических характеристик пильного аппарата. Конструкция должна быть динамически устойчивой, иметь высокое быстродействие, чувствительность, минимальную мощность, затрачиваемую на управление и минимальный расход рабочей жидкости.

Проектирование следящего привода выполним применительно к конструкции привода надвигания пильного аппарата валочно-пакетирующей машины ЛП-19В. Чтобы в процессе пиления отслеживать и учитывать постоянно изменяющиеся нагрузки на пильный аппарат, в гидравлическую схему надвигания необходимо ввести гидроусилитель и обратную связь. В результате получим замкнутую систему автоматического регулирования с управлением по ошибке. Такая система позволяет измерять мгновенное значение постоянно изменяющихся сил резания и, при возникновении отклонения, передавать сигнал рассогласования по обратной связи и устранять отклонение, изменяя скорость надвигания, то есть стабилизировать усилие резания. Принципиальная гидравлическая схема подобной системы приведена на рис.2.

Привод пильной цепи (рис.2) осуществляется реверсивным гидромотором 5, который питается от насоса 1. От другого насоса 12 масло под давлением через фильтр очистки 10 подается двухкаскадному гидроусилителю 9, в качестве первого каскада которого использован гидроусилитель с двумя соплами и заслонкой, а в качестве второго каскада - золотник. Далее масло поступает в одну из полостей исполнительного гидроцилиндра привода надвигания пилы 8. При изменении сил резания в процессе пиления происходит изменение момента сопротивления на валу гидромотора 5 привода пильной цепи. Датчик давления 6 преобразует изменение давления в электрический сигнал управления, который после усиления (электронный усилитель 7) поступает на электрический преобразователь, воздействующий, в свою очередь, на заслонку первого каскада гидроусилителя 9. В результате перемещение заслонки вызывает соответствующее смещение золотника второго каскада гидроусилителя и пропорциональное изменение скорости штока гидроцилиндра привода надвигания 8. Таким образом, скорость надвигания адаптируется к изменению сил резания.

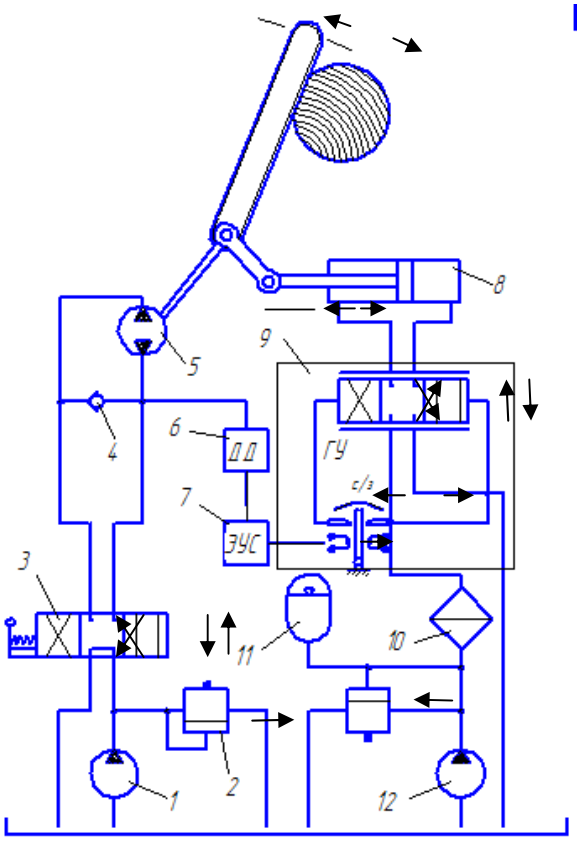


Рис. 2 - Принципиальная схема следящего гидропривода пильного аппарата: 1 - насос привода пильной цепи; 2 - напорный клапан; 3 - гидрораспределитель; 4 - обратный клапан; 5 - гидромотор пильной цепи; 6 - датчик давления; 7 - электронный усилитель; 8 - гидроцилиндр привода надвигания пилы; 9 - двухкаскадный усилитель; 10 - фильтр; 11 - гидроаккумулятор; 12 - насос привода надвигания пилы

Оценка устойчивости системы

Постоянно изменяющиеся во время работы пильного аппарата условия и параметры резания воздействуют на гидроаппаратуру, в результате чего в гидроприводе возникают динамические процессы. Характер этих процессов зависит от величины и особенностей изменения внешней нагрузки (внешних возмущений), а также от параметров элементов гидропривода и системы управления. Поскольку только устойчивые системы являются

работоспособными, необходимы динамические исследования проектируемого привода.

Считая, что проектируемая следящая система состоит из двух динамических звеньев, сопло-заслонка-золотник и золотник- гидродвигатель, запишем передаточные функции этих элементов. Первое звено является апериодическим.

Его передаточная функция:

$$W_1(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{K_1}{T_1 P + 1}, \quad (1)$$

где $K_1 = \frac{KQ_2 f_3}{KQ_p c}$; коэффициент усиления первого звена.

$T_1 = \frac{f_3}{KQ_p c} + \frac{V_3}{2EKQ_p}$ – постоянная времени первого звена.

Передаточная функция второго звена:

$$W_2(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{K_2}{(T_ш p + 1)(T_2^2 p^2 + 2\xi T_2 p + 1)}, \quad (2)$$

где K_2 - коэффициент усиления второго звена;

$$K_2 = \frac{KQ_x F}{KQ_p C_ш};$$

$T_ш$ - постоянная времени позиционной нагрузки,

$$T_ш = \frac{F^2}{KQ_p C_ш};$$

T_2 - постоянная времени гидропривода,

$$T_2 = \sqrt{\frac{m}{C_Г}};$$

ξ - коэффициент демпфирующей способности гидроцилиндра.

Остальные обозначения в приведенных формулах соответствуют конструктивным параметрам элементов гидропривода валочно-пакетирующей машины ЛП-19В.

С учетом выражений (1) и (2) запишем передаточную функцию всего следящего гидропривода, считая, что звенья $W_1(p)$ и $W_2(p)$ соединены последовательно:

$$W_c = \frac{K_c}{(T_1 p + 1)(T_ш p + 1)(T_2^2 p^2 + 2\xi T_2 p + 1)}; \quad (3)$$

где $K_c = K_1 K_2$-общий коэффициент усиления системы.

Из выражения (3) передаточной функции после преобразований получим характеристическое уравнение системы

$$(T_1 T_2 T_ш) p^4 + (2T_1 T_2 T_ш \xi + T_1 T_2^2 + T_2^2 T_ш) p^3 + (2T_1 T_2 \xi + 2T_2 T_ш \xi + T_2^2) p^2 + (T_1 + 2T_2 \xi) p + 1 = 0$$

Приняв значение исходных данных по аналогии с гидроприводом валочно-пакетирующей машины ЛП-19В, получим характеристическое уравнение системы в цифровом выражении:

$$0{,}03 * 10^{-6} * p^4 + 12{,}9 * 10^{-6} p^3 + 0{,}21 p^2 + 8{,}29 p + 1 = 0; \quad (4)$$

По характеристическому уравнению (4) выполнено исследование системы на устойчивость с использованием частотного критерия устойчивости Михайлова.

Годограф Михайлова, построенный по результатам вычислений, представлен на рис.3.

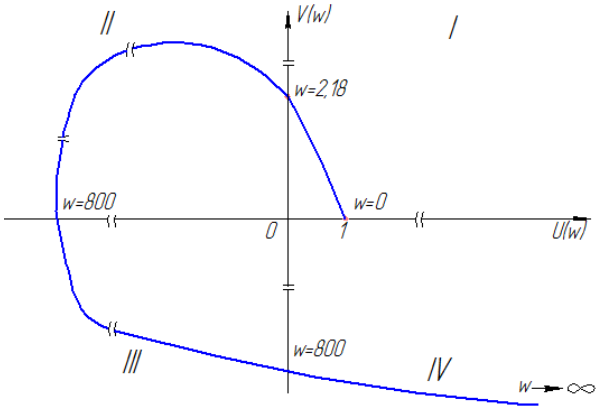


Рис. 3 - Годограф Михайлова, построенный для исследования следящего привода.

Поскольку исходное характеристическое уравнение (4) четвертой степени, а годограф Михайлова при изменении частот $0 \le w \le \infty$ последовательно проходит четыре квадранта, данная следящая система является устойчивой.

Рассмотренная в статье система автоматического регулирования на базе следящего гидравлического привода имеет универсальное решение и может быть использована в конструкциях других лесозаготовительных машин в случаях, когда требуется обеспечение постоянства мощности резания и максимальной производительности в условиях изменяющихся внешних факторов.

Литература

1. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности: учеб. пособие / Н.И. Лебедев-М.: Лесн. промышленность, 1986.-296 с.
2. Машины и оборудования лесозаготовок: справочник / Е.И. Миронов и др.-М.: Лесн. промышленность, 1990.-440 с.
3. Петровский В.С., Харитонов В.В. Автоматизация производственных процессов лесопромышленных предприятий.- Учебник для вузов. М.: Лесн. промышленность, 1990.-472 с.
4. Свешников В.К.,Усов А.А.Станочные гидроприводы. Справочник.-М.: Машиностроение,1982.-464с.

5. Ротт А.Р., Алибеков С.Я., Маряшев А.В., Медведев А.В., Сальманов Р.С. Особенности моделирования и оценка эффективности производственно-технических систем на ранних стадиях проектирования. Вестник КГТУ №7. 2014г. с. 308 -314.

6. Хабибуллин Р.Э., Жакслыкова С.А., Решетник О.А. Современные программы автоматизированного расчёта рецептур комбинированных пищевых продуктов. Вестник КГТУ № 17. 2014. С. 257 – 260.

© **А. Р. Ротт**, кандидат технических наук, доцент кафедры Транспортно-технологических машин ПГТУ г. Йошкар-Ола. RottAR@volgatech.net; **С. Я. Алибеков**, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой Машиностроения и материаловедения ПГТУ, г. Йошкар-Ола. AlibekovSY@volgatech.net; **С. С. Филимонов**, ассистент той же кафедры smiq@mail.ru; **А. В. Маряшев**, кандидат технических наук, доцент кафедры энергообеспечения предприятий Поволжского государственного технологического университета, г. Йошкар–Ола, MaryashevAV@volgatech.net; **Р. С. Сальманов**,кандидат технических наук, доцент кафедры физики КНИТУ; **Е. Ю. Эчейкин**, студент второго курса магистратуры специальности Технологические машины и оборудования Механико-машиностроительного факультета ПГТУ, г. Йошкар-Ола.

© **A. R. Rott**, is Ph.D., Associate Professor of the Transport and technological machines of the Volga State Technological University of Yoshkar-Ola city, RottAR@volgatech.net; **S. Y. Alibekov**, is Ph.D., a professor, Head of subdepartment of the Mechanical Engineering and Materials Science of the Volga State Technological University of Yoshkar-Ola city, AlibekovSY@volgatech.net; **C. S. Filimonov**, assistant professor of Mechanical Engineering and Materials Science of the Volga state technological University of Yoshkar-Ola, smiq@mail.ru; **R. S. Salmanov**, k.t.n.. assistant professor of physics KNRTU, **A. V. Murashev**, r.t.n.., associate Professor of energy supply enterprises of the PSTU, Yoshkar-Ola; **E. Y. Echeykin**, is a second year student of Magistracy of major the Technological machines and equipment of the Faculty of Mechanical Engineering of the Volga State Technological University of Yoshkar-Ola city.