

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ И ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

А.А. Капустина

Адыгейский государственный университет, г. Майкоп

Рассмотрена физико-техническая модель элементов краново-манипуляторной установки (КМУ). На основе численного анализа сделан вывод о том, что увеличение коэффициента податливости отрицательно влияет на динамические характеристики КМУ. Изменение нагруженности уменьшает срок службы у манипулятора. Тем самым подтверждается вывод, сделанный в других работах о том, что увеличение коэффициента податливости жидкости отрицательно влияет на динамичность КМУ. Также при увеличении коэффициента податливости ухудшаются кинематические характеристики – угол поворота колонны, угловая и линейная скорость.

Введение

Среди всего многообразия грузоподъемной спецтехники особо выделяется такой вид как крано-манипуляторные устройства (КМУ) – это стреловые грузоподъемные машины, используемые для погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ и, как правило, установленные на мобильную платформу. В настоящее время они выполняют до 80% погрузочно-разгрузочных работ. При этом доля импортных моделей манипуляторов на российском рынке составляет 63 % [1, 2] Это объясняется не только достаточно высокими характеристиками, но и маркетинговыми технологиями. Поэтому улучшение характеристик КМУ российских производителей представляется актуальной задачей.

Анализ различных источников информации показывает, что имеется небольшое число монографической и учебной направленности, в которых достаточно подробно изучаются физико-технические вопросы моделирования КМУ. Особо следует выделить работы И.А. Лагерёва [3-6] и З.К. Емтыля [7-9].

Основные узлы КМУ – это опорно-поворотное устройство, колонна и стреловая группа (см. рис.1.).

Большинство манипуляторов работают в динамическом режиме и испытывают динамические нагрузки, которые оказывают разрушающее действие на весь механизм. Степень разрушения зависит от многих факторов, одним из таковых является податливость рабочей жидкости.

Элементы гидропривода также оказывают влияние на динамическую нагруженность манипулятора. При этом под нагруженностью понимается такое состояние машины, которое обусловлено внешними воздействиями и условиями функционирования. Для элементов металлоконструкции КМУ основные характеристики нагруженности – это внешние нагрузки (поднимаемый груз) или напряжения в опасных зонах, вызванные динамическими процессами [2]. Параметры, оказывающие влияние на характеристики нагруженности называются факторами нагруженности.

Следуя материалам монографии [9], в данной работе рассмотрим вопрос о действии податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода гидроманипулятора на динамическую нагруженность механизма поворота. Это важно по той причине, что на этапе проектирования КМУ уже могут учитываться реальные нагрузки, действующие на механизм. При этом вычисляются параметры жидкости и элементов механизма и исследуется в совокупности их действие на нагруженность механизма. Эти параметры компенсируют динамические нагрузки [10], действующие на КМУ во время эксплуатации, тем самым можно повысить срок эксплуатации машины.

Основные результаты

Для заданных значений характеристик конкретной модели гидроманипулятора ЛВ–185-07, производимого Майкопским машиностроительным заводом, проведем численный расчет и построим графики зависимости силы на штоке гидроцилиндра от времени для различных масс грузов.

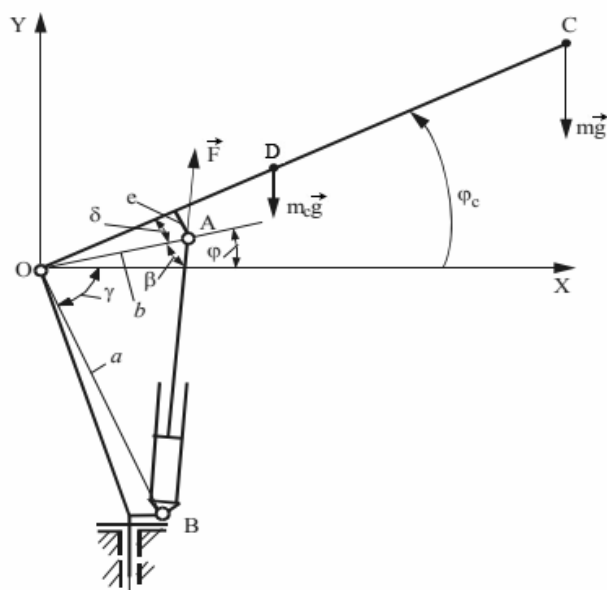


Рис. 1. Схема опорно-поворотного устройства КМУ ($m\vec{g}$ – сила тяжести, действующая на стрелу со стороны груза, $m_c\vec{g}$ – сила тяжести, действующая на центр тяжести стреловой группы без груза, \vec{F} – сила, действующая со стороны штока на опору, $OC = l$ – длина стреловой группы (стрела, рукоять, удлинитель); $OD = l_c$ – расстояние от центра тяжести стреловой группы; m_c – масса стреловой группы; m – масса груза с грузозахватным органом и ротатором; β – угол AOB; φ_c – угол подъема стрелы).

Выражение для максимально возможной силы, которую способен развить шток гидроцилиндра находим на основе работы [9]. Оно имеет вид:

$$F^{\max} = \frac{(J_c + ml^2)\varepsilon + g(ml + m_cl_c)\cos(\varphi + \delta)}{b\sin\beta}. \quad (1)$$

Результаты численного расчета, проведенного по формуле (1) для различных масс груза представлены в таблице 1 и на графике рис. 2.

Таблица 1

Зависимость максимальной силы на штоке от массы груза

№, п/п	Масса груза	Значение максимума силы на штоке гидроцилиндра	Момент времени, когда достигается максимальное значение силы
1	284,00	76253,99	2,80
2	384,00	90805,65	2,78
3	484,00	105360,62	2,76
4	584,00	119917,60	2,74
5	684,00	134475,87	2,73
6	784,00	149035,03	2,72
7	884,00	163594,83	2,71

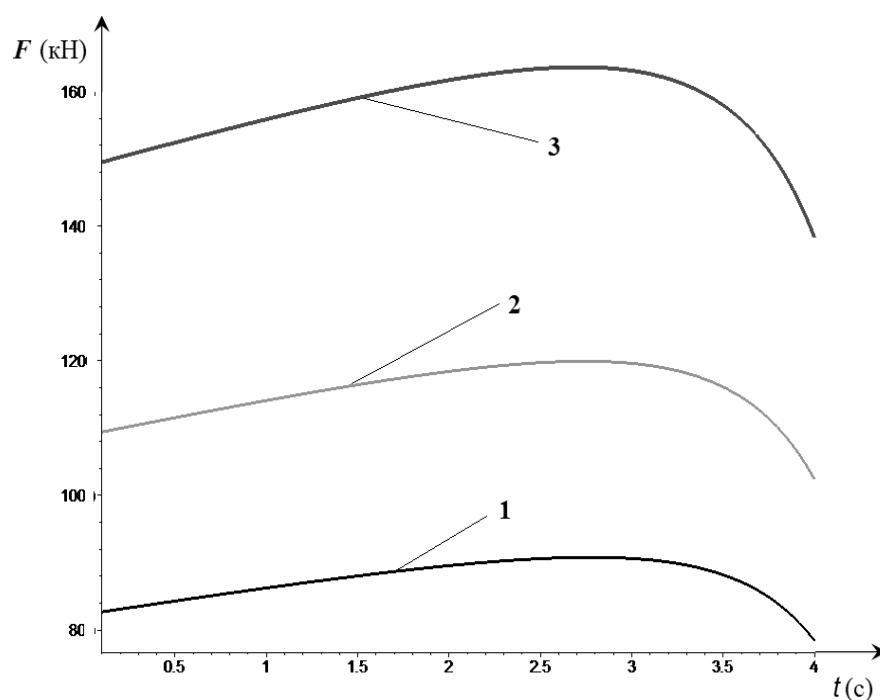


Рис. 2. Зависимость силы, развиваемой штоком гидроцилиндра от времени для различных масс поднимаемого груза (1 – 280 кг, 2 – 400 кг, 3 – 800 кг)

Как видно из рисунка 2, по форме вид графиков почти одинаков. При этом максимальное значение силы достигается в один и тот же момент времени ($\approx 2,75$ с), независимо от массы поднимаемого груза. Однако значения силы меньше при меньшей массе поднимаемого груза, что физически очевидно.

Анализ зависимости максимального значения силы, развиваемой штоком гидроцилиндра от массы поднимаемого груза показал линейную зависимость (см. рис. 3). Это говорит о том, что вероятнее всего в диапазоне масс груза от 200 кг до 900 кг выполняется закон упругости для жидкости в гидроцилиндре, аналогичный закону Гука.

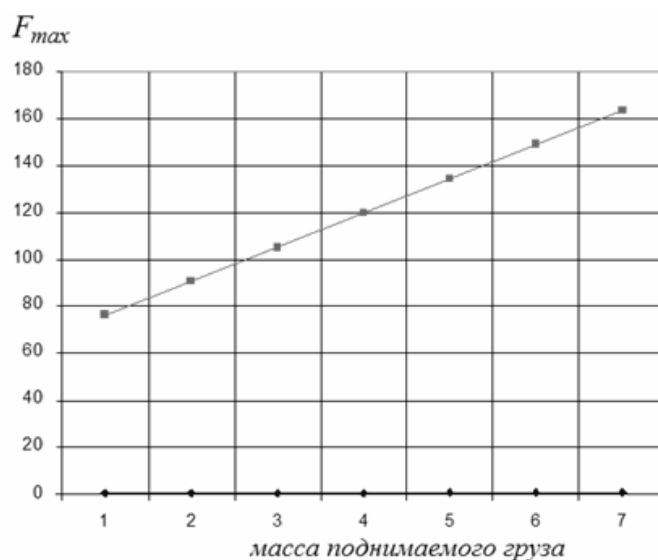


Рис. 3. Зависимость максимального значения силы, развиваемой штоком гидроцилиндра от массы поднимаемого груза

Для исследования влияния податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность механизма поворота гидроманипулятора берем характеристики модели ЛВ–185-07 Майкопского машиностроительного завода.

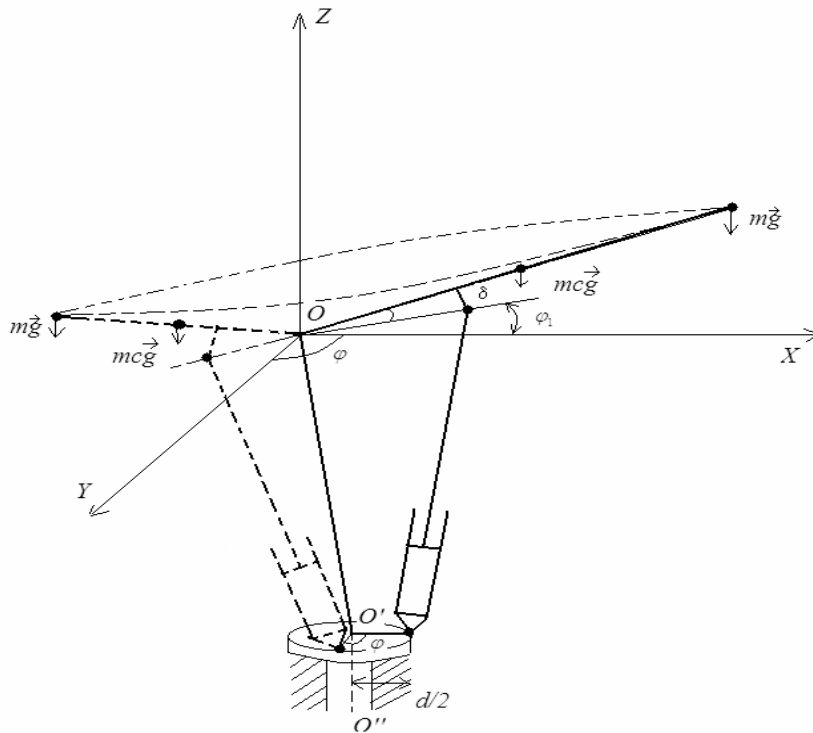


Рис 4. Модель поворота колонны гидроманипулятора относительно оси $O'O''$. На рисунке изображено положение колонны в плоскости XOY до и после поворота на угол φ (область с пунктирными линиями).

Запишем систему дифференциальных уравнений вращения манипулятора и расхода рабочей жидкости [9]:

$$\begin{cases} Q_n K_t = \frac{\pi d_n^2 d}{8} \frac{d\varphi}{dt} + a_y P_{ps} + K_p \frac{dP_{ps}}{dt}, \\ (J_C \cos(\varphi_1 + \delta) + J_2 + ml^2 \cos^2(\varphi_1 + \delta)) \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{\pi d_n^2 d}{8} P_{ps} - M_s \end{cases}, \quad (2)$$

Q_n – номинальная производительность насоса, м³/с;

K_t – коэффициент нарастания расхода рабочей жидкости;

d_n – диаметр поршня подъема стрелы, м;

d – диаметр делительной окружности вала–шестерни, м;

a_y – коэффициент утечек, м³/(с·Па);

P_{ps} – давление рабочей жидкости в поршневой полости ГЦ стрелы, Па;

K_p – коэффициент податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода, м³/Па;

J_C – момент инерции стреловой группы относительно шарнира 0, кг·м²;

m – масса груза, кг;

φ – угол поворота колонны, град;

φ_1 – угол подъёма стрелы, град;

J_2 – момент инерции колонны с вал–шестернёй, кг·м²;

l – максимальный вылет манипулятора;

δ – угол между КО и ОА.

M_s – момент сил сопротивления,

Опишем вывод уравнений системы (2). Первое уравнение описывает расход жидкости в гидросистеме. Умножаем номинальную производительность насоса Q_n на коэффициент нарастания расхода рабочей жидкости, получаем объём расходуемой жидкости Q . Коэффициент податливости K_t вводят из тех соображений, что жидкость нарастает в течение определённого времени, а не мгновенно.

Расход жидкости Q складывается из следующих объёмов – Q_1, Q_2, Q_3 .

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (3)$$

$$Q = Q_n K_t, \quad (4)$$

$$KT = \frac{t}{t_n}, \quad (5)$$

где Q_1 – расход рабочей жидкости на перемещение поршня гидроцилиндра поворота [10],

$$Q_1 = VS, \quad (6)$$

V – линейная скорость штока гидроцилиндра, S – площадь поршня подъёма гидроцилиндра.

Гидроцилиндр вращается вокруг оси $O'O''$, поэтому связываем линейную скорость V с угловой скоростью ω

$$V = \omega R, \quad (7)$$

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}, \quad (8)$$

$$R = \frac{d}{2}, \quad (9)$$

$$S = \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad (10)$$

С помощью формул (5) - (10) легко получаем:

$$Q_1 = \frac{\pi d_n^2 d}{8} \frac{d\varphi}{dt}, \quad (11)$$

Значение расхода рабочей жидкости на утечки в гидросистеме Q_2 зависит от давления

$$Q_2 = a_y P, \quad (12)$$

где коэффициент a_y выражает, зависимость возрастания утечек от увеличения давления

Обозначим через Q_3 – расход жидкости, происходящий вследствие её деформации. Когда жидкость сжимается, она уменьшается в объёме. Величину этого объёма учитывают при проектировании гидросистемы. Q_3 прямо пропорционален скорости изменения давления. При этом коэффициент пропорциональности называется коэффициентом податливости.

$$Q_3 = K_p \frac{dP}{dt}, \quad (13)$$

Запишем закон сохранения момента сил, действующих на опорно–поворотное устройство.

$$M_C + M_2 + M + M_p + M_s = 0, \quad (14)$$

где M_C – момент сил тяжести со стороны центра масс стрелы, M_2 – момент сил со стороны колонны с шестернёй, M – момент сил тяжести груза, M_p – момент реактивных сил рабочей жидкости;

С помощью теоремы Штейнера записываем моменты инерции M_C, M_2, M . В силу малости момента сил сопротивления M_S , пренебрегаем его значением. Силы, действующие против хода часовой стрелки берём со знаком «-», действующие по ходу часовой стрелки со знаком «+». Записываем уравнение для моментов сил, действующих на систему:

$$M_C + M_2 + M = M_p, \quad (15)$$

Момент реактивных сил равен произведению силы на плечо r . Сила равна произведению площади штока подъёма гидроцилиндра S и давления в напорной полости P_{ps} .

$$M_p = Fr, \quad (16)$$

$$M_p = SP_{ps} \frac{d}{2}, \quad (17)$$

$$M_p = \frac{\pi d_n^2 d}{8} P, \quad (18)$$

Расписывая моменты инерции, получаем уравнение

$$\left(J_1 \cos(\varphi_1 + \delta) + J_2 + ml^2 \cos^2(\varphi_1 + \delta) \right) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{\pi d_n^2 d}{8} P, \quad (19)$$

Угол подъёма стрелы считаем равным нулю $\varphi_1 = 0$. В результате получаем следующую систему уравнений для расчета зависимостей параметров манипулятора от времени:

$$\begin{cases} Q_n K_t = \frac{\pi d_n^2 d}{8} \frac{d\varphi}{dt} + a_y P_{ps} + K_p \frac{dP_{ps}}{dt}, \\ \left(J_C \cos(\delta) + J_2 + ml^2 \cos^2(\delta) \right) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{\pi d_n^2 d}{8} P_{ps}. \end{cases} \quad (20)$$

Из первого уравнения системы (20) и (5) найдём угловую скорость поворота колонны ω :

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{8Q_n t}{\pi d_n^2 dt_n} - \frac{8a_y P}{\pi d_n^2 d} - \frac{8K_p}{\pi d_n^2 d} \frac{dP}{dt}, \quad (21)$$

Из (21) найдём угловое ускорение поворота колонны

$$\varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{8Q_n}{\pi d_n^2 dt_n}, \quad (22)$$

Так как аналитически решить нелинейную систему (20) не удастся, то будем использовать численные методы. При этом систему (20) сводим к системе из трех уравнений первого порядка. Для выбора численного метода были выбраны модельные системы с известными решениями для сравнения. Анализ решений показал, что устойчивые результаты дает метод Рунге-Кутты 4 и 5 порядка.

Блок–схема алгоритма для компьютерного моделирования представлена на рис. 5. Исходные данные для численных расчетов были взяты из [9] для гидроманипулятора ЛВ185-07.

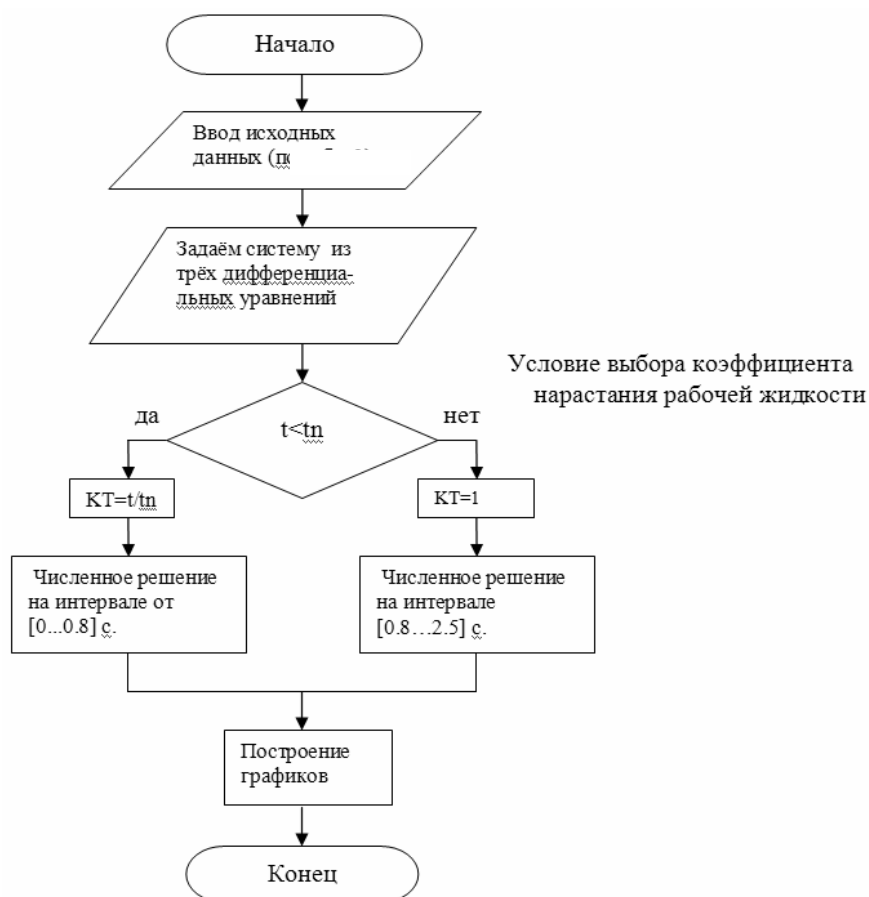


Рис. 5. Общая блок–схема программы для компьютерного моделирования зависимости характеристик манипулятора от времени

Результаты компьютерного моделирования и их анализ

В работе подъемного механизма манипулятора главную роль играет гидроцилиндр. При этом в его работе можно выделить два временных отрезка – первый соответствует так называемому переходному периоду, а второй – установившемуся.

Приведем зависимости параметров от времени при значении коэффициента нарастания расхода рабочей жидкости $KT = t/t_n$, соответствующего значению времени меньшему, чем время нарастания рабочей жидкости $t_n = 0,8$ с, $t \leq t_n$; и зависимости параметров от времени при значении $KT=1$. Когда проводим исследования при $KT = t/t_n$ имеем, так называемый, переходный режим. Этот режим соответствует поднятию или опусканию груза, поэтому длится недолго. Задаём значение времени для него от 0 до 0,8 с.

Если проводим исследования при значении коэффициента нарастания расхода рабочей жидкости на $KT = 1$, то рассматриваем установившийся режим работы гидроманипулятора, соответствующий значению времени $t > t_n$. Установившийся режим соответствует работе манипулятора после отсоединения груза или при повороте колонны с грузом. Рассматриваем зависимости на интервале времени от 0,8 до 2.5 с. Начальные условия для установившегося режима задаём при значении времени t_n в переходном режиме.

Коэффициент утечек принимаем равным $a_y = 2 \cdot 10^{-12}$ м³/(с·Па)

Коэффициент податливости считаем равным:

$$K_p = \frac{10^{-5}}{2.87P + 106}; \quad (23)$$

Значения параметров берём из работы [9, стр. 107].

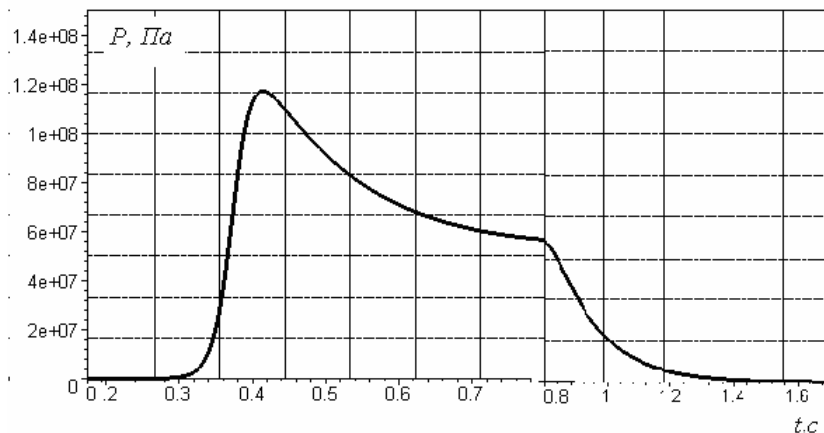


Рис. 6. Зависимость изменения давления в напорной полости гидроцилиндра от времени для модели манипулятора ЛВ–185-07 при переходном режиме

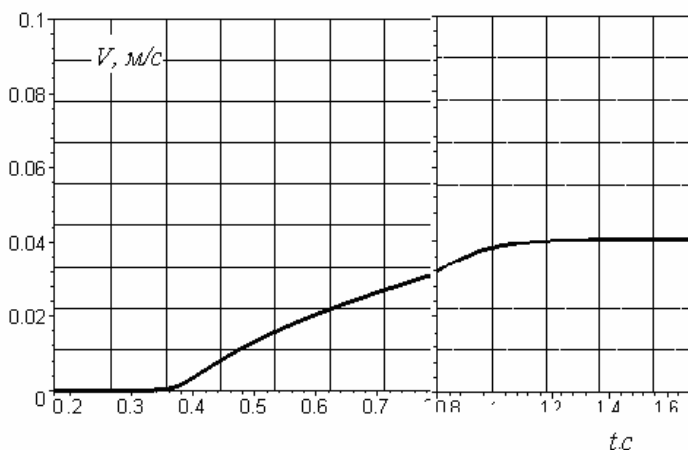


Рис. 7. Зависимость изменения скорости движения штока гидроцилиндра от времени для модели манипулятора ЛВ–185-07 при переходном режиме

Изменяем значение коэффициента податливости K_p и значение коэффициента утечек a_y [9, стр. 108]. Принимаем $a_y = 4 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па})$, то есть увеличиваем в два раза, а значение K_p увеличиваем в четыре раза. Начальные условия для установившегося режима задаём при значении времени t_n в переходном режиме.

Анализ графиков на рис. 8 и рис. 9 зависимости угловой скорости поворота колонны от времени показывает, что при меньших значениях коэффициента податливости K_p и коэффициента утечек наблюдается линейный рост угловой скорости на интервале от 0,4 сек до 0,8 сек. При этом достигается более быстрая стабилизация угловой скорости, начиная с 1,4 сек. Это все происходит при почти одинаковой общей картине.

Сравнительный анализ графиков показывает, что, несмотря на почти одинаковый вид графической зависимости изменения давления в напорной полости гидроцилиндра от времени при меньших значениях коэффициента податливости K_p и коэффициента утечек мы наблюдаем более ранний по времени рост давления, который начинается с 0,3 секунды.

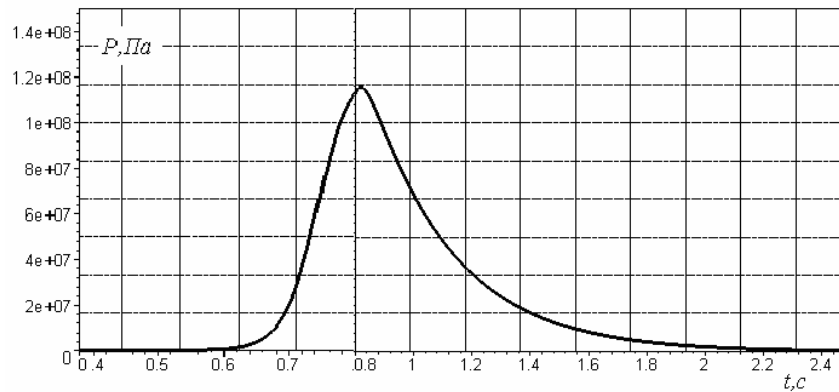


Рис 8. Зависимость изменения давления в напорной полости от времени, при переходном режиме для модели манипулятора ЛВ–185-07

Сравнительный анализ зависимости изменения угла поворота колонны от времени демонстрирует почти одинаковую по виду зависимость. Однако при меньших значениях коэффициента податливости K_p и коэффициента утечек мы наблюдаем более ранний по времени рост значения угла поворота, который начинается с 0,38 секунды. При увеличенных значениях K_p и a_y рост начинается только лишь с 0,76 секунды, то есть по времени увеличился почти в два раза.

Картина графической зависимости скорости движения штока гидроцилиндра от времени одинаковая. Но, вновь при меньших значениях коэффициента податливости K_p и коэффициента утечек мы наблюдаем более ранний по времени рост значения скорости штока гидроцилиндра, который начинается с 0,35 секунды. При увеличенных значениях K_p и a_y этот рост начинается только лишь с 0,7 секунды.

Таким образом, анализ графической зависимости показывает, что при почти одинаковой картине мы имеем сдвиги по времени начала процесса роста соответствующих величин, при меньших значениях коэффициента податливости и коэффициента утечек в два и четыре раза соответственно. Кроме этого установлено:

1. При увеличении коэффициента податливости жидкости угловая скорость изменяется медленнее до установления её постоянного значения;
2. При увеличении коэффициента податливости жидкости пик давления достигается за большее время. При меньшем K_p в переходном процессе на графике давления есть зона с постоянным значением и зона спада давления. В работе З.К. Емтыля и др. [9] эта зависимость после пика выходит на постоянное значение, которое держится до окончания работы гидроманипулятора. При большем значении коэффициента K_p пик давления в переходном режиме имеет меньшее значение, что согласуется с результатами в работе [9].
3. При увеличении коэффициента податливости для изменение угла поворота колонны понадобится больше времени и за 2,5 с значение угла изменится на меньшую величину.
4. В работе [9] говорится, что при увеличении коэффициента утечек a_y в два раза давление должно уменьшиться. Наши расчеты подтверждают этот вывод.
5. В установившемся режиме линейная скорость штока, скорость изменения угла поворота уменьшаются при увеличении коэффициента податливости.

Можно сделать вывод, что увеличение коэффициента податливости отрицательно влияет на динамические характеристики КМУ. Изменение нагруженности уменьшает срок службы у манипулятора. Тем самым подтверждается вывод, сделанный в работе [9] о том, что увеличение коэффициента податливости жидкости отрицательно влияет на динамичность КМУ. Также при увеличении коэффициента податливости ухудшаются кинематические характеристики – угол поворота колонны, угловая и линейная скорость.

Л и т е р а т у р а

1. *Бандурин Р.А.* Рынок кранов-манипуляторов в России // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
2. *Лагерев И.А.* Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
3. *Лагерев И.А.* Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №4. – С.34-51.
4. *Лагерев И.А.* Предпроектная оптимизация манипуляционной системы с гидравлическим приводом мобильной транспортно-технологической машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017, №1. С.26-45.
5. *Лагерев А.В.* Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - №4. – С. 355-379.
6. *Лагерев И.А.* Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с.
7. *Емтыль З.К., Татаренко А.П.* О влиянии податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совмещении движений звеньев // Труды ФОРА, 2000. №5. С.88-94.
8. *Емтыль З.К., Хуако З.А.* О динамической нагруженности манипулятора при совмещении движений трех звеньев // Труды ФОРА, 2005. №10. С.32-35.
9. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование: монография/ И. М. Бартенев, З.К. Емтыль, А. П. Татаренко, М.В. Драпалюк, П.И. Попиков, Л.Д. Бухтояров; под ред. д – ра технических наук, проф. И. М. Бартенева. – М.: Флинта: Наука, 2011. – 408 с.
10. *Дарков А.В., Шатило Г.С.* Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1975. – 654 с., С. 523. – Режим доступа: http://stu.sernam.ru/book_sopr.php?id=133

Computer simulation of the influence of the working fluid and hydraulic drive elements on the dynamic loading of the rotation mechanism

A.A. Kapustina

The physical and technical model of elements of a crane-manipulator is considered. Based on numerical analysis, it is concluded that an increase in the plasticity coefficient negatively affects the dynamic characteristics of the crane. Changing the load reduces the service life of the manipulator. This confirms the conclusion made in other works that an increase in the coefficient of fluid plasticity negatively affects the dynamics of the crane. Also, when the compliance coefficient increases, the kinematic characteristics – the angle of rotation of the column, angular and linear velocities.