

Мищук Д.А.

Київський національний університет
строїтельства и архитектуры,
г. Киев, Украина,
E-mail: mischuk84@gmail.com

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ
ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

УДК 621.87

Гидравлические манипуляторы являются универсальными подъемно-транспортными средствами с перспективными возможностями применения в строительстве, лесной промышленности, сельском хозяйстве и в других сферах деятельности человека. При работе подобных машин в их конструкциях возникают сложные колебательные процессы, которые в последствии приводят к разрушениям механизмов и конструкции манипулятора. Именно поэтому металлоконструкция и многие механизмы приводов манипуляторов проектируются со значительными коэффициентами запаса, что в дальнейшем приводит к увеличению массово-габаритных параметров данных машин.

Для обеспечения повышенной надежности манипулятора предлагается использовать «умное» управление, которое будет минимизировать колебательные процессы в системах манипулятора и его металлоконструкции. Снижение колебаний приведет к повышению надежности.

Сущность «умного» управления состоит в применении оптимальных законов изменения перемещения, скорости и ускорения поршня приводного гидроцилиндра.

В статье рассматривается сравнение неоптимального ручного и оптимального рывкового закона управления, который получен путем минимизации функционала с подынтегральной функцией «энергии» рывков. Проведенные экспериментальные исследования показали эффективность оптимального управления, что позволяет на 18,8% увеличить ресурс металлоконструкции манипулятора.

Ключевые слова: гидроманипулятор, металлоконструкция, стреловая система; повышение ресурса, оптимизация.

Актуальность исследований. Обзор конструкций отечественных и зарубежных подъемно-транспортных машин (лесопогрузчики, крано-манипуляционные установки, гидроманипуляторы, автомобильные и другие самоходные краны) дает возможность утверждать, что подобные машины, обеспечивающие проведение погрузочно-разгрузочных работ, получили в реальное время широкое распространение. Особое внимание и развитие в последнее время получили машины со сложной кинематической структурой, а именно гидравлические манипуляторы. В конструкциях таких машин применяются многоступенчатые шарнирно-сочлененные телескопические стрелы, основным преимуществом которых являются компактность конструкции, удобство в управлении, отличная обзорность, большая маневренность и универсальность. Большое применение гидравлические манипуляторы получили в лесопромышленном комплексе на этапах заготовки древесины.

Современные конструкторские разработки подъемно-транспортных машин лесной промышленности направлены на: увеличение единичной мощности машины; растяжение диапазона грузоподъемности; повышение скорости подъема груза; увеличение скорости передвижения и высоты подъема груза; уменьшение транспортных габаритов при увеличении рабочего вылета манипулятора; автоматизация управления.

Надежность работы грузоподъемных гидравлических манипуляторов в значительной степени определяется эксплуатационными нагрузками. Значительную часть времени гидроманипуляторы работают в неустановившемся динамическом режиме, который характеризуется резкими колебаниями напряжений в металлоконструкциях, которые являются основной причиной снижения надежности машины

[1]. В конечном результате все это приводит к поломке металлоконструкции манипулятора и его механизмов (рис. 1).



Рис. 1 – Неисправности конструкции манипуляторов: а – излом телескопической секции; б – излом основной стрелы; в – деформация секции телескопической стрелы; г – разрушение шестерни механизма поворота

Существует несколько способов повышения надежности деталей и элементов грузоподъемных машин [2]: повышение прочности деталей и отдельных элементов машины, уменьшение нагрузок на машину, снижение скорости старения деталей. При конструировании и разработке новых гидроманипуляторов учитываются такие факторы [3]: относительная простота конструктивного решения; использование стандартных деталей; конструкционная правильность форм и размеров деталей; качество материалов; точность и технологичность изготовления и сборки.

Новые конструкции манипуляторов с гидроприводом должны обеспечивать повышение производительности грузовых операций, что в свою очередь требует повышения (в оптимальных пределах) рабочих скоростей. Увеличение рабочих скоростей при одновременном снижении массы требует использования новых механизмов плавного регулирования движения, которые снижали бы уровень динамических нагрузок.

Повышение прочности деталей при тех же материалах в большинстве случаев приводит к увеличению размеров и массы деталей и машины в целом. Снижение динамических нагрузок и скорости старения является наиболее рациональным путем повышения надежности и долговечности грузоподъемных машин. Одним из способов решения этой задачи является управление скоростью подвода энергии, которая обеспечивает постепенное приложения движущих и тормозных усилий [4]. Таким образом, можно ограничить величину и скорость изменения динамических нагрузок в элементах конструкций и приводных механизмов, что, в свою очередь, уменьшит вероятность аварий, которые возникают в результате разрушения наиболее слабых деталей гидроманипуляторов.

Цель статьи. Исследование динамических нагрузок в металлоконструкции гидроманипулятора при ручном неоптимальном и оптимальном управлении.

Изложение основного материала. Слабыми элементами мобильных гидроманипуляторов является гидропривод и сварные элементы металлоконструкции. Для решения проблемы обеспечения надежности работы манипуляторов с гидроприводом необходимо обеспечить надежность указанных элементов.

Так как работа гидроманипулятора характеризуется неустойчивым характером режимов движения, что обусловлено частыми включениями и выключениями, переменными амплитудами колебаний давления в гидроприводе и ускорениями приводных механизмов, то цикличность таких колебаний приводит к разрушениям от усталости. Уравнение кривой усталости имеет вид [5]:

$$\sigma_a^m N_\Sigma = \begin{cases} \sigma_a^m N_0, & \text{при } \sigma_a \geq \sigma_{rk} \\ \infty & , \text{при } \sigma_a < \sigma_{rk}, \end{cases} \quad (1)$$

где σ_a – переменное напряжение в металлоконструкции от нагрузки; N_Σ – число амплитуд циклов до разрушения детали; σ_{rk} – предел выносливости при коэффициентах асимметрии цикла r и концентрации k ; N_0 – базовое число циклов нагружения металлоконструкции, что соответствует показателю степени m .

Величины m и N_0 , характеризующие уравнения кривой усталости, выбираются согласно рекомендациям работ [4, 5] в зависимости от значения эффективности коэффициента концентрации напряжений. Согласно принятых рекомендаций, принимаем $k = 1,1$. При значениях коэффициента концентрации $k < 2,0$ предел выносливости достигается числа циклов переменных напряжений $N_0 = 2 \cdot 10^6$, а при $k \geq 2,0$ – $N_0 = 5 \cdot 10^6$.

Показатель степени кривой усталости m определяется из соотношения, что в первом приближении справедливо для металлических конструкций из углеродистых и низкоуглеродистых сталей [5]:

$$m \cdot k \approx \text{const} \approx 12. \quad (2)$$

Из уравнения (2) имеем:

$$m \approx \frac{12}{k} \approx \frac{12}{1,1} \approx 10,9. \quad (3)$$

Принимаем $m = 10$.

Характеристика степени асимметрии цикла переменных нагрузок определяется коэффициентом асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \quad (4)$$

где σ_{\min} и σ_{\max} – наименьшее и наибольшее алгебраическое значение переменных нагрузок. Рекомендуется [6] принимать значения $r = 0,1 \dots 0,2$ для углеродистых сталей и $r = 0,13 \dots 0,3$ для легированных сталей. Учитывая рекомендации, а также результаты экспериментальных исследований динамики работы манипулятора, принимаем $r = 0,15$ [7].

Значение величины длительного предела выносливости определяем согласно за формулой:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta} \leq \sigma_T, \quad (5)$$

где σ_{-1} – предел выносливости симметричного цикла (для стали марки Ст3 $\sigma_{-1} = 126,6$ МПа); η – коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла ($\eta = 0,2$ согласно рекомендациям работы [4]).

Суммарное число циклов до разрушения металлоконструкции стреловой системы гидро-манипулятора определяется из соотношения [7]:

$$N_{\Sigma} = N_0 \frac{a_p \sigma_{rk}^m}{\sum \sigma_{ai}^m V_{i\sigma}}, \quad (6)$$

где a_p – величина, характеризующая качество металла в связи с режимом изменения напряжения; σ_{amax} – максимальное значение напряжения среди всех значений амплитуд σ_{ai} ; $V_{i\sigma}$ – частота появления i -ой амплитуды ($V_{i\sigma} = \frac{n_i}{V_{\sigma}}$); n_i – количество амплитуд напряжений σ_{ia} за расчетное время; V_{σ} – суммарное число появления амплитуд за расчетное время.

При исследовании закономерностей накопления усталостных разрушений металлоконструкций по переменным амплитуд используется статистический подход, позволяющий выявить соотношение между детерминированной и случайной составляющей величины a_p . Согласно такого подхода, величина a_p определяется из соотношения:

$$a_p = \sum_{i=1}^{i_0} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \cdot \frac{V_{i\sigma}}{V_{\sigma}}. \quad (7)$$

Для определения напряжений в металлоконструкции манипулятора, было изготовлено экспериментальную установку (рис. 2) на стойке стрелы, которой было установлено тензометрический мост для измерения динамических параметров.

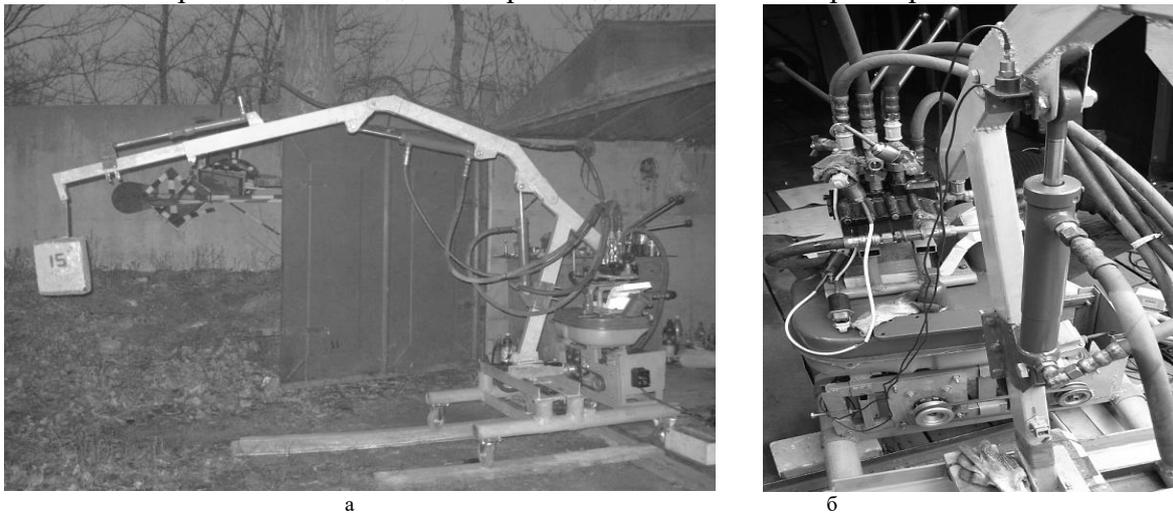


Рис. 2 – Экспериментальная установка манипулятора: а – общий вид экспериментальной установки; б – стойка стрелы манипулятора с установленными датчиками

Повышение ресурса металлоконструкции стреловой системы гидроманипулятора возможно обеспечить за счет снижения динамических нагрузок, вследствие работы машины на оптимальных режимах движения [7]. Повышение ресурса определяется как разница между рассчитанными ресурсами с "неоптимальным" и оптимальным управлением.

В качестве оптимального режима работы экспериментальной установки гидроманипулятора было принято оптимальный рывковый режим [7] при котором кинематические характеристики движения приводных гидроцилиндров выражаются следующими зависимостями:

$$q_1 = q_{1n} + \left(\frac{t}{t_1}\right)^3 \left(\Delta q_1 \left(10 - 15 \frac{t}{t_1} + 6 \frac{t^2}{t_1^2} \right) + c \left(1 - 3 \frac{t}{t_1} + 3 \frac{t^2}{t_1^2} - \frac{t^3}{t_1^3} \right) \right); \quad (8)$$

$$\dot{q}_1 = 3 \left(10\Delta q_1 \left(1 - 2\frac{t}{t_1} + \frac{t^2}{t_1^2} \right) + c \left(1 - 4\frac{t}{t_1} + 5\frac{t^2}{t_1^2} - 2\frac{t^3}{t_1^3} \right) \right) \frac{t^2}{t_1^3}; \quad (9)$$

$$\ddot{q}_1 = 6 \left(10\Delta q_1 \left(1 - 3\frac{t}{t_1} + 2\frac{t^2}{t_1^2} \right) + c \left(1 - 6\frac{t}{t_1} + 10\frac{t^2}{t_1^2} - 5\frac{t^3}{t_1^3} \right) \right) \cdot \frac{t}{t_1^3}, \quad (10)$$

где q_1 , \dot{q}_1 , \ddot{q}_1 – зависимости изменения соответственно перемещение, скорость и ускорение штока приводного гидроцилиндра; Δq_1 – диапазон изменения перемещения; t и t_1 – время процесса и общее время на выполнения заданного перемещения Δq_1 .

Реализация подобных оптимальных законов движения штока гидроцилиндра обеспечивается за счет модернизированного золотникового распределителя, который позволяет выполнять дросселирование рабочей жидкости в заданных диапазонах. Реализация подобного решения подробно описана в работе [7].

Были проведены эксперименты и получены экспериментальные данные. Используя экспериментальные данные изгибающего момента в стойке стрелы гидроманипулятора, определялись значение напряжений по следующей формуле:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (11)$$

где W – момент сопротивления сечения стойки в месте определения изгибающего момента ($W = 9,75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$); M – изгибающий момент.

На рис. 3 построены графики изменения напряжений в неподвижной стойке экспериментальной установки гидроманипулятора при ручном неоптимальном (рис. 3, а) и ручном оптимизированном (рис. 3, б) управлениях.

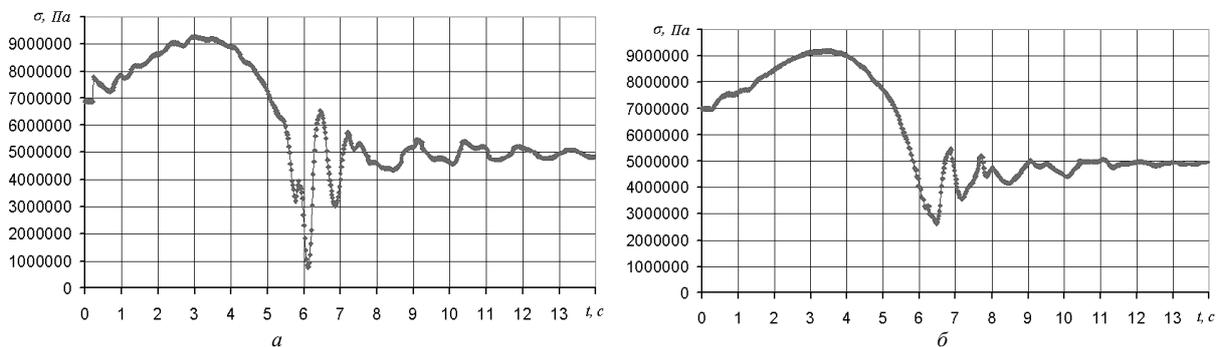


Рис. 3 – Графики экспериментальных данных изменения напряжений в стойке экспериментальной установки гидроманипулятора при подъеме груза весом 9,2 кг для неоптимального «а» режима движения и оптимизированного «б» режима движения

Рассчитано повышение ресурса металлоконструкции стреловой системы экспериментальной установки гидроманипулятора за счет использования оптимальных режимов движения подъемной стрелы. Ресурс металлоконструкции стреловой системы гидроманипулятора к ее разрушению определяем на основании полученных суммарных циклов нагрузки по следующему выражению:

$$T_j = \frac{N_{\Sigma} \cdot t}{n \cdot 60}, \quad (12)$$

где t – время, затраченное на выполнение рабочей операции гидроманипулятора; n – количество циклов изменения амплитуды на одной рабочей операции.

Рассмотрим изменение вылета стреловой системы экспериментальной установки манипуляторы за счет подъема стрелы. Время, затраченное на подъем стреловой системы с грузом с учетом остаточных колебаний, составляет в среднем 14 с – для неоптимального и 9 с – для оптимизированного режима движения. Количество циклов колебаний амплитуды напряжений металлоконструкции за один подъем стрелы в соответствии

с экспериментальными данными составляет 22 – для неоптимального режима движения и 13 – для оптимизированного.

Согласно полученных экспериментальных данных для экспериментальной установки гидроманипулятора за неоптимального режима ее работы с грузом $V_\sigma = 22$, $a_p = 0,023$, а при оптимизированном режиме движения $V_\sigma = 13$, $a_p = 0,042$. Так как величина параметра $a_p < 0,2$ тогда принимаем $a_p = 0,2$.

Таким образом, суммарное число циклов изменения напряжений до разрушения металлоконструкции экспериментальной установки гидроманипулятора при неоптимальном управлении составляет:

$$N_{\Sigma 1} = 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,2 \cdot 217,7^{10}}{7,9^{10} \frac{2}{22} + 7,2^{10} \frac{1}{22} + 7,7^{10} \frac{1}{22} + 9,2^{10} \frac{1}{22} + 3^{10} \frac{2}{22} + 4^{10} \frac{1}{22} + 1} + 0,9^{10} \frac{1}{22} + 6,5^{10} \frac{1}{22} + 5,9^{10} \frac{1}{22} + 4,5^{10} \frac{2}{22} + 5,6^{10} \frac{3}{22} + 5^{10} \frac{1}{22} + 4,8^{10} \frac{2}{22} = 2,2663 \cdot 10^{20} \text{циклов.} \quad (13)$$

Суммарное число циклов изменения напряжений до разрушения металлоконструкции экспериментальной установки манипулятора при оптимизированном управлении составит:

$$N_{\Sigma 2} = 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,2 \cdot 217,7^{10}}{6,6^{10} \frac{1}{13} + 9,1^{10} \frac{1}{13} + 2,7^{10} \frac{1}{13} + 5,7^{10} \frac{1}{13} + 3,8^{10} \frac{1}{13} + 5,2^{10} \frac{1}{13} + 1} + 4,5^{10} \frac{2}{13} + 4,8^{10} \frac{3}{13} + 4,1^{10} \frac{1}{13} + 5^{10} \frac{1}{13} = 2,98 \cdot 10^{20} \text{циклов.} \quad (14)$$

Повышение количества циклов в процентном отношении составляет 9,23%. Используя зависимость (12), определены средний ресурс металлоконструкции стреловой системы экспериментальной установки гидроманипулятора при неоптимальном и оптимизированном режимах движения:

- неоптимальный режим

$$T_{j1} = \frac{2,2663 \cdot 10^{20} \cdot 14}{22 \cdot 60} = 2,824 \cdot 10^{18} \text{ часов;} \quad (15)$$

- оптимизированный режим

$$T_{j2} = \frac{2,98 \cdot 10^{20} \cdot 9}{13 \cdot 60} = 3,356 \cdot 10^{18} \text{ часов.} \quad (16)$$

Выводы. В процентном соотношении прирост расчетного ресурса металлоконструкции экспериментально установки гидроманипулятора при работе за оптимизированным рывковым режимом движения составляет 18,8% по сравнению с неоптимальным. Это дает возможность повысить надежность эксплуатации гидроманипулятора и увеличить его срок службы.

Литература:

1. Лозовой В.А. Расчеты лесозаготовительного оборудования с учетом колебаний: Учеб. пособие. Красноярск: Изд-во СибГТУ, 1999. - 135 с.

2. Гриневи́ч Г.П. Надежность строительных машин / Г.П. Гриневи́ч Б.А. Каменская, А.К.Алферов и др., 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с.
3. Белянин П.Н. Робототехнические системы для машиностроения / П.Н. Белянин.: Автомат. манипуляторы и роботехн. системы. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
4. Волков Д.П. Диагностика и прочность одноковшовых экскаваторов / Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965. – 212 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1962. – 274 с.
6. Скоробогатова Т.Е. Динамические нагрузки в конструкции лесопогрузчика в режиме поворота гидроманипулятора / Т.Е. Скоробогатова // Вестник красноярского государственного аграрного университета, – №6, – 2006, – С. 412-415.
7. Ловейкін В.С., Міщук Д.О. Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом. Монографія. / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук. – К.: ЦП «Компринт», – 2013. – 206 с.

Summary

Mishchuk D.A. Improving the reliability of the hydraulic manipulator by reducing the dynamic loads

Hydraulic manipulators are universal lifting and transport means with promising applications in construction, forestry, agriculture and other areas of human activity. When such machines work in their constructions, complex oscillatory processes arise, which subsequently lead to destruction of the mechanisms and design of the manipulator. That is why the metalwork and many mechanisms lead manipulators is designed with significant stock factors, which subsequently leads to an increase in the mass-dimensional parameters of these machines. To provide increased reliability of the manipulator it is proposed to use "smart" control, which will minimize oscillatory processes in the manipulator systems and its metal structures. Reducing fluctuations will lead to increased reliability.

The essence of "smart" control is the application of the optimal laws of change of movement, speed and acceleration of the piston of the drive hydraulic cylinder.

The article considers a comparison of the non-optimal manual and optimal jerky control law, which is obtained by minimizing the functional with the integrand of the "energy" jerking. The conducted experimental researches have shown the efficiency of the optimal control, which allows increasing the lifetime of the metalwork of the manipulator by 18.8%.

Keywords: *hydraulic manipulator, metal structure, boom system; increase of resource, optimization.*

References

1. Lozovoj V.A. (1999). Raschety lesozagotovitel'nogo oborudovaniya s uchetom kolebanij: Ucheb. posobie. [Calculations of logging equipment taking into account fluctuations: Proc. allowance.]. Krasnoyarsk, SibGTU Publ., 135. – (in Russian)
2. Grinevich G.P., Kamenskaya B.A., Alferov A.K. (1983). Nadezhnost stroitelnyh mashin [Reliability of construction machinery]. Moscow, Strojizdat Publ., 296. – (in Russian)
3. Belyanin P.N. (1988). Robototekhnicheskie sistemy dlya mashinostroeniya [Robotic systems for mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 240. – (in Russian)
4. Volkov D.P. (1965). Diagnostika i prochnost odnokovshovyh ekskavatorov [Diagnosis and strength of single bucket excavators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 212. – (in Russian)

5. Kogaev V.P. (1962). Raschety na prochnost pri napryazheniyah peremennyh vo vremeni [Calculations on the strength at voltages of the variables in time]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 274. – (in Russian)
6. Skorobogatova T.E. (2006). Dinamicheskie nagruzki v konstrukcii lesopogruzchika v rezhime povorota gidromanipulyatora [Dynamic loads in the construction of a timber loader in the mode of turning the hydraulic manipulator]. Vestnik krasnoyarskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta [Bulletin of the Krasnoyarsk State Agrarian University], Nr6, 412-415. – (in Russian)
7. Lovejkin V.S., Mishuk D.O. (2013). Optimizaciya rezhimu zmini vilotu manipulyatora z gidroprivodom. Monografiya [Optimization of the mode of change of departure of the manipulator with a hydraulic drive. Monograph.]. Kyiv, KP «Komprint» Publ., 206. – (in Ukrainian)