

нич, И.С. Крук [и др.]; под общ. ред. И.С. Крука. – Минск: БГАТУ, 2016. – 140 с.

21. Литвиненко, Р.Н. Опрыскивание: инструкция по применению / Р.Н. Литвиненко, В.И. Балабанов, Е.В. Березовский // Новый аграрный журнал. – 2011. – № 2. – С. 56-58.

22. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учеб. пособие; под общ. ред. Ю.В.Будько. – Минск: Ураджай, 1991. – 336 с.

23. Крук, И.С. Повышение эффективности химической защиты посадок картофеля от сорняков усовершенствованием культиватора-опрыскивателя: дис.

... канд. техн. наук: 05.20.01 / И.С. Крук. – Горки, 2001. – 200 с.

24. Клебанович, Н.В. Кадастровая оценка сельскохозяйственных земель: метод. указ. по выполнению практикума по курсу «Земельный кадастр» / Н.В. Клебанович. – Минск: БГУ, 2006. – 48 с.

25. Пунцулис, П. Аспекты оценки экологического риска при эксплуатации полевых опрыскивателей / П. Пунцулис, И. Закис // Environment. Technology. Resources. – 2003. – С. 225-231.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 05.09.2022

УДК 621.878.44

ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

А.Н. Смирнов,

доцент каф. стандартизации, метрологии и инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

П.В. Авраменко,

зав. каф. стандартизации, метрологии и инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.Г. Серебрякова,

зав. каф. моделирования и проектирования БГАТУ, канд. пед. наук, доцент

К.А. Омелящик,

студент агроэнергетического факультета БГАТУ

В статье предложена и обоснована энергосберегающая система погрузчика с пружинными аккумуляторами, а также приведена методика ее расчета.

Ключевые слова: погрузчик, энергосберегающая система, погрузочное оборудование, ковш.

A power-efficient system of a loader with spring batteries is presented and substantiated, and a calculation method for it is provided in the article.

Key words: loader, power-efficient system, loading equipment, bucket.

Введение

Важной проблемой на современном этапе является рациональное расходование топливноэнергетических ресурсов, так как их запасы ограничены и стоимость постоянно растет. В связи с этим приобретают актуальность вопросы улучшения топливноэнергетических показателей машин и, в частности, фронтальных погрузчиков, которые находят широкое применение во многих отраслях народного хозяйства, в том числе и в агропромышленном комплексе.

Выпуск одноковшовых фронтальных погрузчиков с каждым годом растет. В комплекте со сменными рабочими органами они могут выполнять строительные, дорожные, монтажные и другие работы [1]. Погрузчики, имеющие комплект сменных рабочих органов и приспособленные для работы с ними, являются универсальными. Для повышения конкурентоспособности погрузчиков перед разработчиками стоит задача увеличения их производительности и долговечности,

снижения потребления топлива вновь создаваемых машин по сравнению с существующими образцами.

Существует тенденция к созданию энергосберегающих технологий и машин. В частности таким направлением является разработка и применение на фронтальных погрузчиках энергосберегающего гидропривода (ЭСГП), обеспечивающего снижение энергозатрат при работе, повышение производительности, экономию топлива, снижение нагруженности гидрооборудования и увеличение его ресурса.

Теоретическим и экспериментальным исследованиям гидроприводов одноковшовых фронтальных погрузчиков, вопросам их динамики, совершенствования кинематики погрузочного оборудования, разработке ЭСГП посвящены работы Абрамова С.В., Акользиной П.С., Алексеевой Т.В., Бородачева И.П., Вавилова А.В., Гобермана Л.А., Забегалова Г.В., Лесковца И.В., Лукина А.М. Подсвинова А.Н., Поникарова Г.И., Тарасова В.Н., Теремязева Г.И., Щемелева А.М. и др.

Одним из путей повышения эффективности работы погрузчиков и снижения расхода топлива является рекуперация энергии при выполнении операций рабочего цикла, создание машин, работающих с высоким КПД, и рационализация их режимов работы.

Проблемой разработки ЭСПП на основе использования энергии силы тяжести погрузочного оборудования занимались в Сибирском автомобильно-дорожном институте (СибАДИ) [2-10] и в ряде стран за рубежом.

Недостатком существующих ЭСПП является то, что они рекуперировать потенциальную энергию силы тяжести погрузочного оборудования в масляно-азотные пневмогидроаккумуляторы (ПГА), что приводит к значительным потерям энергии в последних в связи с политропным процессом сжатия и расширения, усложнению конструкции и заправке их газом. Конструктивные схемы гидроприводов и режимы их работы являются также недостаточно рациональными, (требуется установка дополнительного гидроцилиндра). Таким образом, существует необходимость дальнейшего совершенствования конструкций фронтальных погрузчиков с целью повышения их эффективности.

В связи с этим данная работа является актуальной в области строительного и дорожного машиностроения, в частности, фронтальных погрузчиков, так как она позволит улучшить их технико-экономические показатели.

Целью настоящей работы является обоснование и разработка альтернативного варианта энергосберегающей системы малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом для снижения энергозатрат при подъеме груза путем уравнивания веса порожнего погрузочного оборудования, повышения производительности (грузоподъемности) и уменьшения расхода топлива без применения ПГА и установки дополнительного гидроцилиндра.

Основная часть

Рассмотрим процесс подъема стрелы фронтального погрузчика с теоретической и практической точек зрения с целью определения энергозатрат и максимального их использования.

Полезной работой при подъеме будем считать подъем центра масс груза, находящегося в ковше, на определенную высоту.

При подъеме стреловые гидроцилиндры совершают работу для поднятия центра масс погрузочного оборудования с грузом в ковше на определенную высоту.

Проекция силы тяжести погрузочного оборудования с грузом в ковше $F_{ПГ}$ на оси декартовых координат в потенциальном силовом поле

$$F_{ПГx} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x}, F_{ПГy} = -\frac{\partial \Pi}{\partial y}, F_{ПГz} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z}, \quad (1)$$

где Π – потенциальная энергия механической системы.

Элементарная работа dA сил тяжести в потенциальном силовом поле

$$dA = -\left(\frac{\partial \Pi}{\partial x} dx + \frac{\partial \Pi}{\partial y} dy + \frac{\partial \Pi}{\partial z} dz \right) = -\partial \Pi, \quad (2)$$

то есть равна со знаком (-) полному дифференциалу от потенциальной энергии.

Тогда работа силы тяжести при подъеме из нижнего положения в верхнее

$$\int_{H_1}^{H_2} dA = -\int_{H_1}^{H_2} \partial \Pi, \quad (3)$$

$$A_{1-2} = -(\Pi_2 - \Pi_1) = \Pi_1 - \Pi_2,$$

где A_{1-2} – работа по перемещению из положения H_1 в положение H_2 ;

Π_1 и Π_2 – потенциальная энергия соответственно в этих положениях.

Следовательно, работа $A_{ПГ}$, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами, при перемещении центра масс погрузочного оборудования из нижнего положения в верхнее на высоту ΔH (м) не зависит от формы его траектории и равна

$$A_{ПГ} = F_{ПГ} (H_2 - H_1) = F_{ПГ} \Delta H, \quad \text{Дж}, \quad (4)$$

где $F_{ПГ}$ – сила тяжести погрузочного оборудования с грузом в ковше, Н.

Для рекуперации потенциальной энергии используем две пружины кручения, устанавливаемые прицепами между рамой и стрелой (рис. 1).

В процессе опускания стрелы пружины кручения накапливают потенциальную энергию, а при ее подъеме отдают, совершая полезную работу.

При разработке энергосберегающей системы исходим из того, чтобы пружины кручения полностью уравнивали вес погрузочного оборудования без груза в ковше в нижнем положении стрелы.

Находим наибольший рабочий крутящий момент, воспринимаемый одной пружиной, Н·мм

$$M_2 = F_{ПГ} h / n,$$

где $F_{ПГ}$ – вес погрузочного оборудования без груза в ковше, Н;

h – плечо силы $F_{ПГ}$ относительно шарнира поворота стрелы, мм;

n – число пружин кручения.

Принимаем пружину кручения III класса 2 разряда из стали 60С2А, максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_3 = 1350$ МПа, НРС 53 ... 57 [11].

Допускаемое напряжение на изгиб, МПа

$$[\sigma_{из}] = 1,25 \tau_3.$$

Индекс пружины

$$c = D_0 / d,$$

где D_0 – средний диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки, мм.

Коэффициент формы сечения и кривизны витка

$$K = (4c - 1) / (4c - 4).$$

Определяем диаметр проволоки пружины, мм

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_2 K}{\pi [\sigma_{из}]}}.$$

$$D_0 = c \cdot d.$$

Наружный диаметр $D_H = D_0 + d$.

Внутренний диаметр $D_B = D_0 - d$.

Принимаем наименьший рабочий крутящий момент, Н·мм

$$M_1 = 0,32 M_2.$$

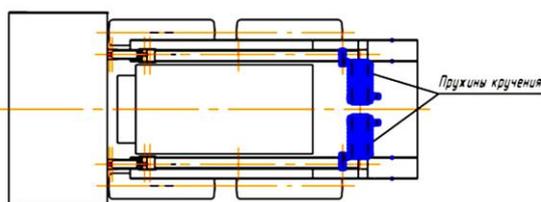
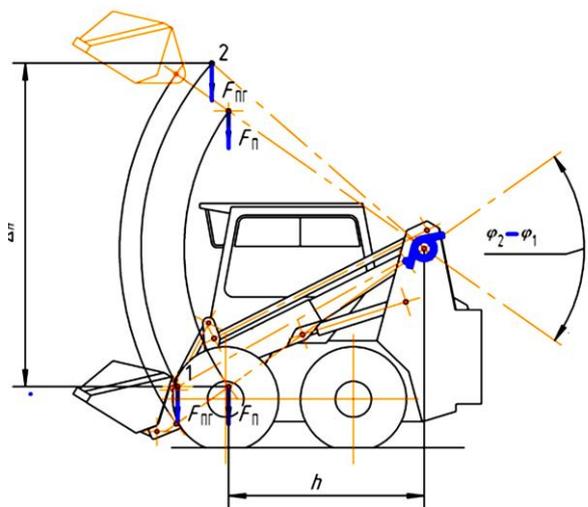


Рисунок 1. Малогабаритный погрузчик с бортовым поворотом с энергосберегающей системой

Предельный допустимый крутящий момент, Н·мм

$$M_3 = 1,25 M_2.$$

Определяем наименьший φ_1 и наибольший φ_2 рабочие углы закручивания пружины из соотношений

$$\varphi_1 / \varphi_2 = M_1 / M_2 = 0,32,$$

где $\varphi_2 - \varphi_1$ угол подъема стрелы, град.

Следовательно, $\varphi_1 = 0,32\varphi_2$.

Находим предельный угол закручивания, град

$$\varphi_3 = \varphi_2 \cdot M_3 / M_2.$$

Число рабочих витков

$$n = 1000 K \varphi_2 / 1,8 c [\sigma_{из}].$$

Наименьшее число витков (из условия устойчивости пружины)

$$n_{\min} = (\varphi_3 / 123,1)^4.$$

Принимаем зазор между витками $\delta = 0,1 \dots 0,5$ мм.

Шаг пружины, мм $t = d + \delta$.

Высота пружины в свободном состоянии, мм

$$l_0 = (n + 1)d + n\delta.$$

Длина развернутой пружины, мм

$$l_0 \approx 3,2D_0n + l_{\text{прц}},$$

где $l_{\text{прц}}$ – длина проволоки прицепов, мм.

Зависимость момента пружины от угла ее закручивания $M_{\text{ПР}} = f(\varphi)$ представлена на рисунке 2.

Определяем работу, совершаемую стреловыми гидроцилиндрами при перемещении погрузочного

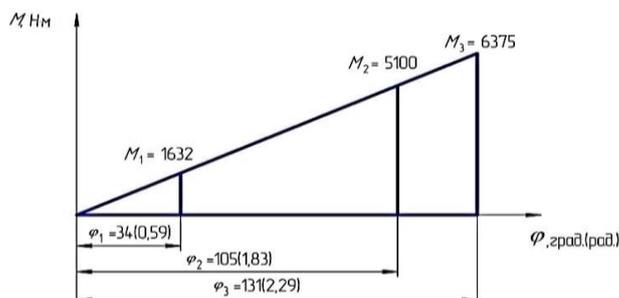


Рисунок 2. Характеристика пружины

оборудования с грузом в ковше из нижнего положения в верхнее

$$A_{\text{ПГ}} = F_{\text{ПГ}} \cdot \Delta H = (F_{\text{П}} + F_{\text{Г}}) \cdot \Delta H, \text{ Дж},$$

где ΔH – высота перемещения центра масс погрузочного оборудования, м;

$F_{\text{Г}}$ – вес груза в ковше, Н.

Определяем полезную работу, совершаемую пружинами, Дж

$$A_{\text{ПР}} = n (M_2 \varphi_2 - M_1 \varphi_1) / 2,$$

где φ_1 и φ_2 – углы, рад.

Согласно приведенной методике, была рассчитана энергосберегающая система малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом Амкорд 208В грузоподъемностью 1,05 т.

Отношение работ составило:

$A_{\text{ПР}} / A_{\text{ПГ}} = 0,17$, что соответствует снижению энергозатрат на 17 %.

Для более детального рассмотрения характера изменения моментов при подъеме стрелы от веса погрузочного оборудования с грузом в ковше и от пружин кручения, а также затраченных ими на это работ был построен график $M = f(\varphi)$ (рис. 3), который является энергетической характеристикой системы.

Кривая 2-3-4 представляет зависимость $M_{\text{ПГ}} = f(\varphi)$, а прямая 6-7 зависимость $M_{\text{ПР}} = f(\varphi)$. Площадь, ограниченная криволинейной трапецией 1-2-3-4-5, есть работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами при подъеме погрузочного оборудования с грузом в ковше из нижнего положения в верхнее. Площадь, ограниченная трапецией 1-6-7-5, представляет полезную работу, совершаемую пружинами кручения.

Момент от веса погрузочного оборудования с грузом в ковше

$$M_{\text{ПГ}} = F_{\text{ПГ}} h = F_{\text{ПГ}} L_c \sin \varphi, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где L_c – длина стрелы, м;

h, φ – соответственно, текущие плечо (м) и угол подъема стрелы, град.

Работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами (без учета пружин) при подъеме стрелы из нижнего положения в верхнее:

$$\begin{aligned} A_{\text{ПГ}} &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M d\varphi = F_{\text{ПГ}} L_c \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \varphi d\varphi = \\ &= F_{\text{ПГ}} L_c \left| -\cos \varphi \right|_{\varphi_1}^{\varphi_2}, \text{ Дж}, \end{aligned}$$

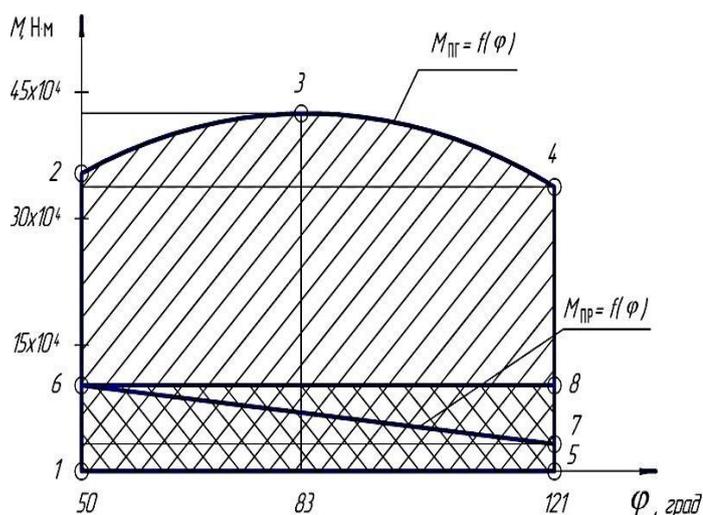


Рисунок 3. Энергетическая характеристика энергосберегающей системы погрузчика Амкодор 208В

где φ_1 и φ_2 – углы стрелы по отношению к вертикали, соответственно, в нижнем и верхнем положениях, рад.

Энергозатраты можно еще более снизить, если вместо традиционного принудительного опускания стрелы при движении погрузчика использовать плавающее с подачей рабочей жидкости их поршневых полостей стреловых гидроцилиндров на вход насосомотора погрузочного оборудования, который будет осуществлять «подкрутку» двигателя [12, 13] и дополнительная полезная работа при этом изобразится треугольником 6-8-7, а суммарная A_C – прямоугольником 1-6-8-5.

В этом случае отношение $A_C / A_{ПР} = 0,26$, что дает снижение энергозатрат на 26 %.

Заключение

Разработана энергосберегающая система малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом и методика ее расчета.

Проведенные расчеты показывают, что применение пружин кручения на погрузчике Амкодор 208В грузоподъемностью 1,05 т дает возможность:

- повысить грузоподъемность (производительность) погрузчика на 17%, снизив при этом энергозатраты на 9%;
- при одной и той же грузоподъемности снизить расход топлива на 26%;
- уменьшить давление в стреловых гидроцилиндрах или их типоразмер.

К их достоинствам также следует отнести:

- невысокая стоимость;
- не требуют обслуживания и срок их службы практически неограничен;
- komponуются в закрытом кожухе и не оказывают влияния на внешний дизайн машины.

Результаты исследований могут быть использованы при разработках новых конструкций малогабаритных погрузчиков.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
2. Гидросистема рабочего оборудования погрузчика: а.с. 989004 СССР / В.Н. Тарасов, Ф.А. Кондрашин. – Оpubл. 15.01.1983.
3. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика и его варианты: а.с. 1214857 СССР / В.Н. Тарасов, А.Н. Подсвиров, М.И. Козлов [и др.]. – Оpubл. 28.02.1986.
4. Разработка энергосберегающих систем одноковшовых фронтальных погрузчиков и методики их расчета: отчет о НИР (доп.) /; рук. темы Г.И. Теремязев. – Омск: СИБАДИ, 1987. – 32 с.
5. Гидропривод стрелового рабочего оборудования одноковшовой землеройной машины: а.с. 1409732 СССР / В.Н. Тарасов, М.В. Козлов, Г.И. Теремязев [и др.]. – Оpubл. 15.07.1988.
6. Гидропривод погрузчика: а.с. 1460147 СССР / В.Н. Тарасов, М.В. Козлов, Г.И. Теремязев [и др.]. – Оpubл. 23.02.1989.
7. Гидропривод рабочего оборудования погрузчика: а.с. 1516582 СССР / В.Н. Тарасов, Г.И. Теремязев, М.В. Козлов [и др.]. – Оpubл. 23.10.1989.
8. Лукин, А.М. Исследование энергосберегающей гидросистемы погрузочного оборудования фронтального погрузчика ТО-30А / А.М. Лукин, Г.И. Теремязев, А.Н. Подсвиров. – Омск: СИБАДИ, 1989. – 9 с.
9. Подсвиров, А.Н. Математическая модель энергосберегающего рабочего оборудования погрузчика / А.Н. Подсвиров. – Омск: СИБАДИ, 1990. – 9 с.
10. Подсвиров, А.Н. Разработка конструкции и методики расчета параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика с энергосберегающим приводом: автореф. ... дис. канд. техн. наук: 05.05.04 / А.Н. Подсвиров; – Омск: СИБАДИ., 1992. – 20 с.
11. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / В.И. Ануриев. – 6-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1982. – Т. 3. – 576 с.
12. Смирнов, А.Н. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко. – Минск: БГАТУ, 2020. – 76 с.
13. Смирнов, А.Н. Научно-технические основы проектирования фронтальных погрузчиков: монография / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко. – Минск: БГАТУ, 2021. – 172 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 19.09.2022