



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1
2019

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: www.aov.ru

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.**, д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.**, д-р техн. наук, **Попов Д.Н.**, д-р техн. наук, **Попов А.В.**, д-р техн. наук, **Рыбин В.В.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Павлов В. Ф., Букатый А. С., Семенова О. Ю. — Прогнозирование предела выносливости поверхностно-упрочненных деталей с концентраторами напряжений	3
Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Колчин П. В., Мансуров Р. Ш. — Модульное проектирование станочного оборудования как киберфизических систем на основе искусственного интеллекта и облачных технологий для цифровых производств	7
Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю., Крюков К. С., Залознов И. П. — Теоретическое исследование процесса сжатия, основанного на массообменном и тепловом взаимодействиях, в насосе объемного действия	16
Муницын А. И., Муницына М. А., Крайнова Л. Н. — Динамика цилиндра со смещенным центром тяжести на вибрирующем основании с учетом сухого трения	20
Савинкин В. В., Кузнецова В. Н. — Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора при эффективном копании грунта	23
Красильников А. Я. — Определение силы сдвига тонких высококоэрцитивных постоянных магнитов КС-25ДЦ в магнитных системах и магнитных муфтах	29
Галкин В. В., Дербенев А. А. — Влияние повреждаемости структуры при многоэтапной холодной деформации на механические свойства малоуглеродистых и боросодержащих сталей	32
Нижегородов А. И. — Энерготехнологический агрегат с вибрационной подовой платформой для термообработки минерального сырья	39
Решенкин А. С. — Особенности применения магнитошумовой диагностики конструкций	44
Гусев А. С., Буда-Красновский С. В., Стародубцева С. А. — Статистическое определение характеристик сопротивления усталости	47

Pavlov V. F., Bukatyi' A. S., Semenova O. Yu. — Forecasting of the endurance limit of surface-hardened parts with stress concentrators	3
Kabaldin Yu. G., Shatagin D. A., Kolchin P. V., Mansurov R. Sh. — Modular design of machine-tool equipment as cyber-physical systems based on artificial intelligence and cloud technologies for digital productions	7
Shcherba V. E., Shalay V. V., Kondyurin A. Yu., Kryukov K. S., Zaloznov I. P. — Theoretical research of compression process based on mass transfer and thermal interactions in a displacement pump	16
Munitsyn A. I., Munitsyna M. A., Kraynova L. N. — Dynamics of a cylinder with a displaced center of gravity on a vibrating base taking into account dry friction	20
Savinkin V. V., Kuznetsova V. N. — A study of the optimal angles of positioning of the working equipment of the excavator, with the effective digging of the soil	23
Krasil'nikov A. Ya. — Determination of shear force of thin "KC-25DL" high-coercive permanent magnets in magnetic systems and magnetic couplings	29
Galkin V. V., Derbenev A. A. — Effect of structural damage during multistage cold deformation on mechanical properties of low-carbon and boron-containing steels	32
Nizhegorodov A. I. — Energy technology unit for heat treatment of mineral raw materials with a vibration bottom platform	39
Reshenkin A. S. — Application features of magnetic-noise diagnostics of structures characteristics	44
Gusev A. S., Buda-Krasnovskiy S. V., Starodubtseva S. A. — Statistical determination of fatigue resistance	47

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Воронин Н. А. — Разработка и анализ диаграмм внедрения, используемых при создании топокомпозигов триботехнического назначения	51
Князев Д. В., Ражигов В. Н. — Исследование и моделирование потока смазочного материала в зазорах между гильзой и ротором электродвигателя	57

Voronin N. A. — Development and analysis of indentation diagrams used in the creation of topocomposites for tribotechnical purposes	51
Knyazev D. V., Razhikov V. N. — Research and modeling of lubricant flow in the gaps between the sleeve and the rotor of an electric motor	57

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

Зуев А. С., Лепешкин А. В. — Оптимизация процесса разрушения песчано-полимерных формообразующих оправок	61
Гусейнов А. Г., Кязимова Х. А. — Диффузионная металлизация для повышения износостойкости деталей гусеничных движителей	62
Мамонов В. И., Полуэктов В. А. — Моделирование параметров загрузки технологических единиц рабочих центров	65
Ларин С. Н., Платонов В. И. — Исследование качества изделий из алюминиевых сплавов, получаемых изотермическим свободным деформированием в квадратную матрицу	69
Закиров И. М., Семешко М. А., Фелюнина Т. А. — Формообразующие операции при изготовлении складчатых изделий	74
Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В. — Обеспечение виброустойчивости горизонтальной шлифовальной головки карусельно-шлифовальных станков с ЧПУ	80

Zuev A. S., Lepeshkin A. V. — Optimization of failure process of sand-polymer forming mandrels	61
Guseynov A. G., Kyazimova Kh. A. — Diffusion metallization for increase the wear resistance of tracked propulsion parts	62
Mamonov V. I., Poluektov V. A. — Modeling of loading parameters of technological units of work centers	65
Larin S. N., Platonov V. I. — Research of the quality of products from aluminum alloys obtained by isothermal free deformation into a square matrix	69
Zakirov I. M., Semeshko M. A., Filyunina T. A. — Forming operations in the manufacture of folded products	74
Siritsyn A. I., Bashkirov V. N., Shirokikh E. V. — Ensuring the vibration resistance of a horizontal grinding head of circular-grinding CNC machines	80

Обработка материалов без снятия стружки

Chipless processing of materials

Грызев М. В., Ларин С. Н. — Разработка математической модели процесса вытяжки упрочняющегося материала с прижимом радиальной матрицей	84
---	----

Gryazev M. V., Larin S. N. — Development of a mathematical model for the drawing process of a material to be hardened with a radial matrix clamping	84
---	----

Технический редактор Т. А. Шацкая
Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 28.10.2018. Подписано в печать 18.12.2018.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

В. В. САВИНКИН, д-р техн. наук (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск, Казахстан),
В. Н. КУЗНЕЦОВА, д-р техн. наук (Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, г. Омск),
e-mail: dissovetsibadi@bk.ru

Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора при эффективном копании грунта

Показано, что эффективное управление динамическими нагрузками рабочего оборудования экскаватора снижает энергоемкость цикла и повышает ресурс гидропривода. Обоснованы оптимальные диапазоны углов поворота элементов рабочего оборудования, при которых гидропривод экскаватора испытывает наименьшие нагрузки.

Ключевые слова: экскаватор, рабочее оборудование, углы позиционирования, динамическая нагрузка, эффективность.

It is shown, that the effective management of the dynamic loads of the working equipment of an excavator reduces the energy intensity of the cycle and increases the service life of the hydraulic drive. The optimal ranges of the rotation angles of the working equipment elements, at which the hydraulic actuator of the excavator is experiencing the lowest loads, are substantiated.

Keywords: excavator, working equipment, angles of positioning, dynamic load, effectiveness.

Исследования рабочего оборудования (РО) и гидропривода экскаватора в процессе эксплуатации показали, что из-за их больших масс на элементы

гидропривода действуют значительные нагрузки. При большом числе включений и перемещений РО возрастает энергоемкость операций экскавационного цикла, а следовательно, и энергонапряженность работы гидропривода [1, 2]. Статистический анализ показал, что основная причина отказа гидропривода — не его поломка, а износ сопряжений в деталях, работающих при больших частоте включений и нагрузках за короткий промежуток времени. Исследованиями установлено, что на срок службы и эффективность работы гидропривода самоходных движущихся машин (СДМ) существенное влияние оказывают динамические нагрузки, эксплуатационно-технологические факторы и агрессивная среда [2, 3]. На напряженность работы элементов гидропривода при взаимодействии подсистем системы "рабочее оборудование — среда" влияют внешние нагрузки и неустойчивые факторы, к которым отнесем: мощность гидропривода, затраченную на преодоление сил сопротивления собственных масс оборудования; полезную мощность; коэффициент удельного сопротивления грунта резанию; угол наклона элемента РО; их совокупное сочетание; массу груза.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 20)

Система уравнений (9) легко решается, если за независимый аргумент принять A_2 . Из второго уравнения определяется фаза колебаний $\cos\psi = -A_2/A_0$. Исключая A_1 из оставшихся двух уравнений, получаем кубическое уравнение относительно частоты θ , после чего из первого уравнения находим A_1 .

Зависимость $A_1(\theta)$ приведена на рис. 3 для тех же значений параметров задачи: $\delta = 1,26$; $A_0 = 0,05$; $h = 0,02$. АЧХ $A_1(\theta)$ практически повторяет зависимость на рис. 2, только отдельные участки решений гладко соединены между собой. Учет микродеформаций в области контакта с опорной поверхностью приводит к тому, что скорость проскальзывания всегда отлична от нуля.

Несмотря на то что рассматриваемая система имеет две собственные частоты и учитывается только сухое трение, амплитуды колебаний ограничены во всем диапазоне частот. Максимум АЧХ достигается на частоте, расположенной между собственными частотами ω_1 и ω_2 .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маркеев А. П.** Динамика тела, соприкасающегося с твердой поверхностью. М.—Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Институт компьютерных исследований, 2014. 492 с.
2. **Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю.** Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 410 с.
3. **Нагаев Р. Ф.** Периодические режимы вибрационного перемещения. М.: Наука, 1978. 160 с.
4. **Андронов В. В., Журавлев В. М.** Сухое трение в задачах механики. М.—Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Институт компьютерных исследований, 2010. 184 с.
5. **Муницын А. И., Муницына М. А.** Колебания твердого параллелепипеда на вибрирующем основании // Нелинейная динамика. 2016. Т. 12, № 1. С. 91—98.
6. **Муницын А. И., Муницына М. А.** Колебания твердого параллелепипеда на вибрирующем основании с учетом сухого трения // Машиностроение и инженерное образование. 2016. № 4. С. 10—16.



Рис. 1. Алгоритм методики определения оптимальных углов наклона РО экскаватора

В известных методиках расчета геометрических, кинематических и силовых параметров механизмов РО экскаватора, разработанных М. З. Коловским, Ю. А. Семеновым, Г. А. Тимофеевым [4], не учитывается влияние собственных масс оборудования на силы сопротивления. Также нет четких рекомендаций по оптимальному диапазону суммарных углов поворота элементов РО, при которых гидропривод экскаватора испытывает наименьшее сопротивление копанию грунта [5]. Следовательно, расчет оптимального диапазона углов поворота элементов РО СДМ требует особого подхода и разработки методики с учетом изменения действующих нагрузок.

Поэтому авторы статьи теоретически предположили, что значительная часть энергии силовой установки и гидропривода расходуется на перемещение собственных масс тяжеловесного оборудования. Предположили также, что от выбора углов поворота оборудования экскаватора зависит энергоэффективность процесса разработки грунта. В связи

с этим авторы выдвинули гипотезу, что четкий контроль и управление динамическими нагрузками (нормальное и касательное ускорение, силы и моменты инерции, углы поворота платформы) позволят снизить энергоемкость цикла и повысить ресурс работы экскаватора.

Для подтверждения теоретического предположения исследовали действующие силы и моменты при работе оборудования экскаватора. Для логических исследований предложили четко структурированную методику оценки сил сопротивления грунта при заданном диапазоне углов поворота РО. Цель расчета — определение оптимального диапазона углов поворота оборудования, при которых гидропривод затрачивает меньше силы на разработку грунта. Для этого разработали расчетные схемы исследуемых элементов; составили уравнения равновесий моментов и сил; определили силу, затрачиваемую на преодоление сопротивления собственных масс, и зависимости сил, необходимых для отрыва грунта, от углов поворота оборудования. Алгоритм методики исследования оптимальных углов поворота РО экскаватора приведен на рис. 1.

Решение поставленной задачи основано на известных законах теоретической механики М. З. Коловского и динамики цикловых машин И. И. Вульфсона, в которых РО экскаватора рассматриваются как открытая кинематическая схема многосвязного механизма с одной степенью свободы (без учета поворота платформы), ограниченная возвратно-качающимся цилиндром. При решении задачи использовали методы аналитической механики, математического анализа, геометрического анализа, теории колебаний, теоремы и положения теоретической механики. Результат исследования определил наиболее оптимальные (энергоэффективные) и критические позиции РО при эксплуатации экскаватора. Для обоснованной разработки конструктивно-технологических мероприятий по энергоэффективности гидропривода исследовали силы, с которыми рукоять преодолевает сопротивление грунта копанию.

Рассмотрим силы, действующие на каждый элемент РО экскаватора (рис. 2). Расчет зуба ковша проводили с учетом заданной силы сопротивления грунта резанию. Обратная методика расчета позволила определить необходимую силу для преодоления сопротивления грунта резанию и оценить, какая часть силы затрачивается на полезную работу. При исследовании характеристик гидропривода целесообразно угол α_2 поворота ковша выразить через ход S_{Π} поршня. Именно этот показатель при построении математической модели позволил учесть силу, затрачиваемую на каждом промежутке отрезка выхода штока при повороте ковша на угол

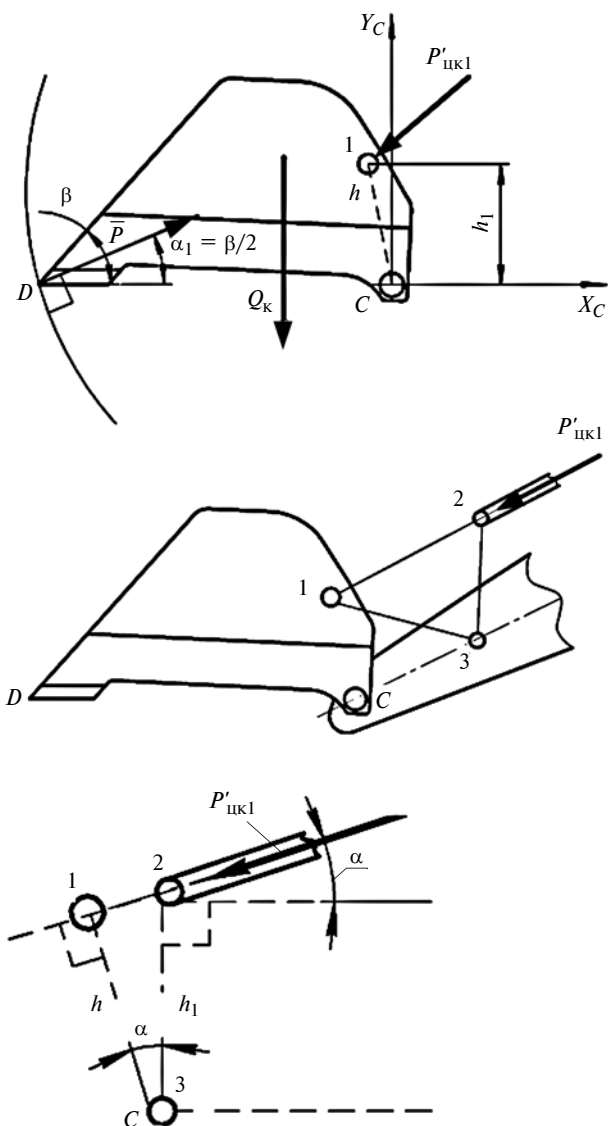


Рис. 2. Схема передачи силы на ковш через шарнирный механизм, соединяющий рукоять:

α — угол между стержнем $\bar{12}$ и горизонтом (в положении DC); высота стержня $h = h_1$

α_2 по предложенной аналитической зависимости $S_{ш.к} = 0,00002 R_k^{2,0674}$, где $S_{ш.к}$ — ход штока ковша; R_k — радиус, описываемый кромкой зуба ковша.

Длина стержня $\bar{13}$ (см. рис. 2) изменяется. Так как шарнирное соединение для поворота ковша позволяет конструктивно увеличить момент от силы $P'_{цк1}$, то необходимо определить, как она распределяется по стержням $\bar{12}$ и $\bar{23}$. Уравнения равновесия можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= 0; & X_C + P \cos \alpha_1 - P'_{цк1} \cos \alpha &= 0; \\ \sum Y_i &= 0; & Y_C + P \sin \alpha_1 - P'_{цк1} \sin \alpha - Q_k &= 0; \\ \sum M_C &= 0; & -PDC \sin \alpha + P'_{цк1} h_1 + Q_k \frac{DC}{2} &= 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где X_C и Y_C — силы в шарнире C ("ковш — рукоять"); $P'_{цк1}$ — сила, передающаяся стержнем $\bar{12}$.

Если величина h больше или меньше h_1 , то

$$-PDC \sin \alpha + P'_{цк1} \frac{h_1}{\cos \alpha}.$$

В общем виде уравнения системы (1) позволяют проанализировать величины сил при любом определенном положении ковша. Исследуя только эти положения, можно установить пределы и значения сил в критических углах поворота. Рассмотрим более подробно распределение сил, действующих в точке 2 шарнира (рис. 3).

В соответствии с конструкцией узла при угле $\theta + \gamma' < 180^\circ$ в стержне $\bar{23}$ сила $\bar{P}_{ц23} \neq 0$, но по величине меньше каждой из оставшихся сил ($\bar{P}_{ц21}$ и $\bar{P}_{ц11}$). В сходящейся системе ($\bar{P}_{ц21} - 2 - \bar{P}_{ц11}$) две силы неизвестны, поэтому запишем два уравнения равновесия. Направления осей выбираем по действию силы $\bar{P}_{ц11}$ (ось X) и под углом 90° к ней (ось Y):

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= 0; \\ \bar{P}_{ц23} \cos(90 - \gamma') - \bar{P}_{ц21} \cos(\theta + \gamma' - 90) &= 0; \\ \sum Y_i &= 0; \\ -\bar{P}_{ц11} + \bar{P}_{ц21} \sin(\theta + \gamma' - 90) + \bar{P}_{ц23} \sin(90 - \gamma') &= 0. \end{aligned} \right\} (2)$$

Из уравнений (2) определим только зависимость сил $\bar{P}_{ц11}$ и $\bar{P}_{ц21}$, которые характеризуют долю силы, перераспределенной в зависимости от угла воздействия или заданного угла 90° . Направление силы изменится, а момент увеличится.

Исследуем силу в шарнире B . В первом приближении также рассмотрим кинематическую связь "ковш — рукоять" (отрезок CB) как единую систему. Отрезок BB' необходимо рассчитывать как рычаг, увеличивающий момент силы $P_{ц2}$ при пово-

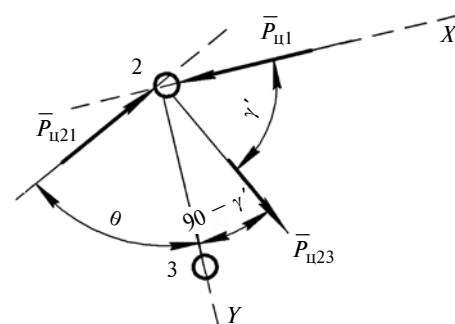


Рис. 3. Схема распределения сил в узле 2 шарнирного сочленения:

$\bar{P}_{ц11}$ — сила давления штока цилиндра; γ' , α , β — углы конструкции; $\bar{P}'_{ц21}$ — сила, противодействующая силе $P'_{ц12}$; $\bar{P}_{ц23}$ — сила, направленная произвольно (стержень $\bar{23}$ работает на растяжение от узла 2)

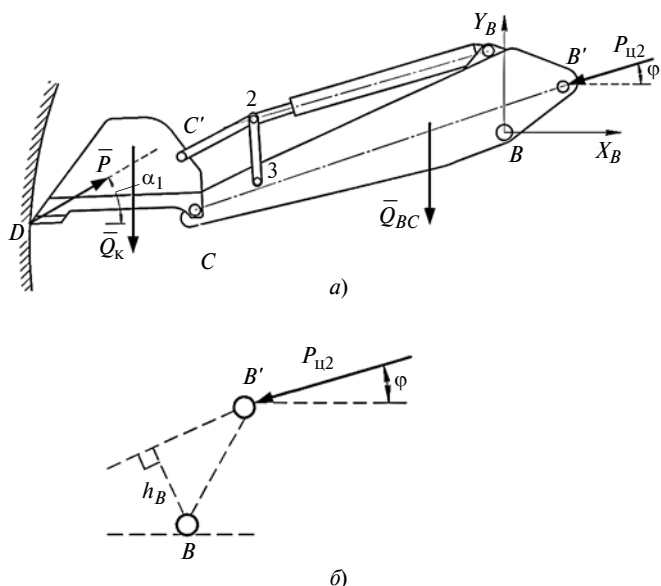


Рис. 4. Схемы распределения усилий в ковше и рукояти (а) и сил относительно шарнира В рукояти (б):

φ — угол, определяющий положение гидроцилиндра к горизонту (всегда известен); BD — расстояние от шарнира рукояти до кромки зуба ковша

роте рукояти (отрезок CB) (рис. 4, а). Изменение длины BD зависит от положения ковша относительно рукояти CB при эксплуатации. Штриховыми линиями показаны продолжения направлений приложенных сил, а также горизонты, на которые опущен перпендикуляр. Расстояние между шарнирами рукояти $BB' = \text{const}$ (рис. 4, б), где плечо h_B действия силы P_{112} относительно шарнира B представлено перпендикуляром, опущенным из точки B на шток цилиндра. Угол α_1 (см. рис. 4, а) можно представить как $\beta/2$, где β — угол между забоем разрабатываемого грунта и кромкой зуба ковша в горизонтальной плоскости.

Расчет сил P и P_{112} представим в виде двух составляющих в проекциях на оси X и Y (рис. 5). Угол

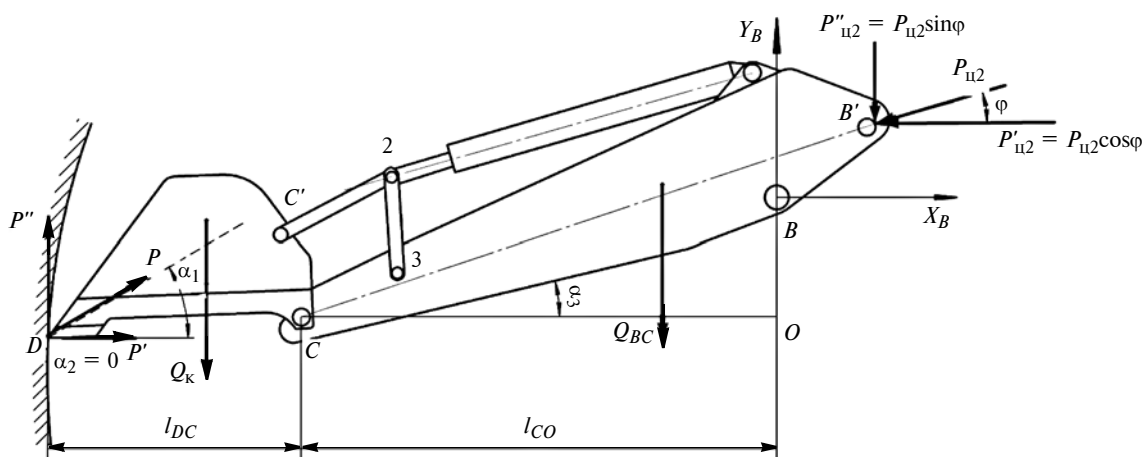


Рис. 5. Схема сил в виде двух составляющих в проекции

$\alpha_2 = 0$, так как это угол между плоскостью грунта и зубом ковша. В исходном положении ковш лежит на грунте всей своей плоскостью. На схеме силы P' и P'' показывают распределение тангенциальной силы P по осям X и Y соответственно. Аналогично распределяются силы и в шарнире B' . Изменение распределения сил определим в зависимости от выхода штока. Исходя из приведенной схемы уравнения равновесия примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= 0; & X_B + P_1 \cos \alpha - P_{112} \cos \varphi &= 0; \\ \sum Y_i &= 0; \\ \sum M_B &= 0; \\ & \underbrace{P''}_{P''} (l_{DC} \cos \alpha_2 + l_{BC} \cos \alpha_3) + \\ & + \underbrace{P'}_{P'} \cos \alpha_1 (l_{DC} \sin \alpha_2 + l_{BC} \sin \alpha_3) + \\ & + Q_k \left(l_{BC} \cos \alpha_3 + \frac{l_{CD}}{2} \right) + Q_{BC} \left(\frac{l_{BC} \cos \alpha_3}{3} \right) + \\ & + P_{112} h_B &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

При работе цилиндра ковша положение отрезка DC в пространстве изменяется, образуя угол α_2 . Далее в расчетах для более точного описания плечо l_{DC} обозначим как произведение $l_{DC} \cos \alpha_2$.

Затем необходимо уточнить предельно возможный диапазон рабочих углов, при которых ковш, а соответственно, и гидроцилиндр могут выполнять работу. По условиям эксплуатации максимальный угол раскрытия и закрытия ковша составляет $45^\circ \geq \alpha_2 \leq 180^\circ$. Так как для расчетной схемы выбрано положение ковша, равное уровню стояния, то рассматриваем условие $0^\circ \leq \alpha_2 \leq 180^\circ$.

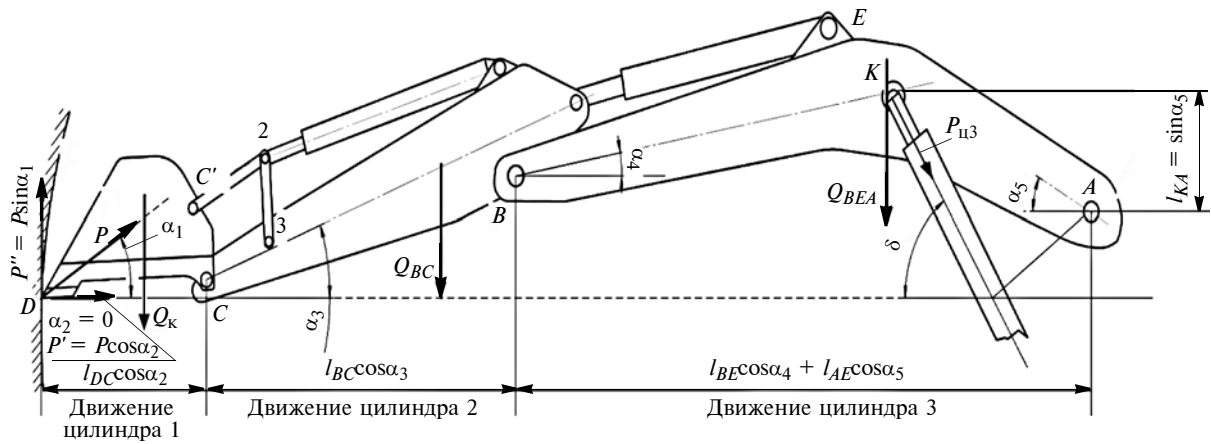


Рис. 6. Схема уточнения плеч всей конструкции на длине AD для разработки уравнения моментов

При работе цилиндра рукояти с изменением длины плеча CB увеличивается угол α_3 . Для более подробного исследования изменения длины плеча CB в зависимости от выхода штока используем графоаналитический метод.

На данном этапе имеем три неизвестных: X_B , Y_B , $P_{ц2}$:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = 0; & X_B + P \cos \alpha_1 - P_{ц2} \cos \varphi = 0; \\ \sum Y_i = 0; & Y_B + P \sin \alpha_1 - P_{ц2} \sin \varphi - Q_k - Q_{BC} = 0; \\ \sum M_B = 0; & P_{ц2} h_B - P(BD) \sin \alpha_1 + \\ & + Q_k \left(CB + \frac{CD}{2} \right) + Q_{BC} \frac{BC}{3} = 0. \end{aligned} \right\} (4)$$

Отношение BC/3 принимаем из условия, что сила Q_{BC} приложена к 1/3 части стрелы ближе к основанию. В данном случае исследованию в большей степени подлежит сила $P_{ц2}$, создаваемая гидроцилиндром рукояти. Особое внимание следует уделить распределению силы $P_{ц2}$ по направлению действия штока цилиндра рукояти. Данное распределение сил поможет установить долю полезной работы, выполняемой гидроцилиндром на перемещение РО и грунта в ковше, т. е. определить энергоэффективность работы гидродвигателя с учетом потерь на сопротивление и перемещение собственных масс.

Исследуем величины и направления сил, действующих в шарнирах A основания стрелы экскаватора. Из схемы на рис. 6 составим общие уравнения сил и момента:

$$\begin{aligned} \sum X_i = 0; & X_A + P \cos \alpha_1 - P_{ц3} \cos \delta = 0; \\ \sum Y_i = 0; & \\ Y_A + P \sin \alpha_1 - Q_k - Q_{BC} - Q_{AB} + P_{ц3} \sin \delta = 0; & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; & -P(AD) \sin \alpha_1 + Q_k \left(AD + \frac{DC}{2} \right) + \\ & + Q_{BC} \left(AD - DC - \frac{2}{3} CB \right) = 0. \end{aligned}$$

Далее важно уточнить длины l_{DC} , l_{CB} , l_{BE} , l_{EA} плеч для отрезка AD в уравнении моментов:

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; & -P \sin \alpha_1 (l_{DC} \cos \alpha_2 + l_{BC} \cos \alpha_3 + \\ & + l_{BE} \cos \alpha_4 + l_{AE} \cos \alpha_5) + P \cos \alpha_1 (l_{DC} \sin \alpha_2 + \\ & + l_{CB} \sin \alpha_3 + l_{BE} \sin \alpha_4 - l_{EA} \sin \alpha_5) + \\ & + Q_k \left(\frac{l_{DC} \cos \alpha_2}{2} + l_{BC} \cos \alpha_3 + l_{BE} \cos \alpha_4 + l_{AE} \cos \alpha_5 \right) + \\ & + Q_{BC} \left(\frac{l_{BC} \cos \alpha_3}{2} + l_{BE} \cos \alpha_4 + l_{AE} \cos \alpha_5 \right) + \\ & + Q_{BEA} (l_{AE} \cos \alpha_5) + P_{ц3} \sin \delta l_{KA} \cos \alpha_5 - \\ & - P_{ц3} \cos \delta l_{KA} \sin \alpha_5 = 0. \end{aligned}$$

При работе экскаватора в реальных условиях в зависимости от режимов включения звеньев оборудования углы $\alpha_1 - \alpha_5$ или изменяются, или остаются постоянными в интервале времени dt . Чтобы решить задачу о поочередной или одновременной работе разных гидроцилиндров, рационально задать диапазоны изменения углов α_i в предельных положениях цилиндра. При этом вид уравнений равновесия не изменится.

Рассмотрим схему одновременной работы гидроцилиндров ковша и рукояти, когда штоки выходят из цилиндров и когда штоки гидроцилиндров стрелы втягиваются. Данная схема принята для определения направления сил $P_{ц}$. После расчета сил и моментов с учетом массы РО и без него определим энергоемкость работы как величину мощности, затрачиваемой на преодоление действия собственных масс.

По результатам расчета сил и моментов, действующих в РО, установлено, что при изменении уг-

лов наклона ковша (α_2), рукояти (α_3) и стрелы (α_5) изменяется и влияние силы сопротивления грунта на энергоемкость процесса. При оптимальном сочетании углов наклона элементов РО работу можно выполнять при меньших силах гидроцилиндров. Уравнения силового баланса подтвердили теоретическое положение, что около 41 % энергии гидроцилиндров расходуется на перемещение собственных масс оборудования. Зависимости сил на штоке гидроцилиндра от угла наклона рабочего оборудования (рис. 7) характеризуют энергоемкость операции при разном пространственном положении РО в заданном интервале времени. Для зависимости $R_{\text{ц}}^{\text{к}} = 0,0346\alpha_2^2 - 3,4\alpha_2 + 423,98$, описывающей силу на штоке работающего гидроцилиндра ковша, характерны оптимальные углы наклона относительно горизонта забоя $\alpha_2 = 47 \div 53^\circ$.

При уменьшении или увеличении угла наклона ковша изменяются направления распределения сил $R_{\text{ц}} \cos \alpha_2$, $R_{\text{ц}} \sin \alpha_2$, $R_{\text{ц}} \tan \alpha_2$ и длины плеч их приложения в разном процентном соотношении. Увеличение необходимой для отрыва грунта силы $R_{\text{ц}}$ до $R_{\text{ц}} = 120$ кН обусловлено повышением сил сопротивления грунта резанию и нарушением баланса углов позиционирования оборудования при энергоемких операциях.

Аналогичные корреляционные зависимости описывают работу рукояти ($R_{\text{ц}}^{\text{р}} = 0,0153\alpha_3^2 - 2,1012\alpha_3 + 449,16$) и стрелы ($R_{\text{ц}}^{\text{с}} = 0,0578\alpha_5^2 - 3,5094\alpha_5 + 286,61$), но диапазон изменения углов при позиционировании отличается от предыдущего. Согласно установленным зависимостям (см. рис. 7) наименьшие силы ($R_{\text{ц}}^{\text{к}} = 341$ кН, $R_{\text{ц}}^{\text{р}} = 380$ кН, $R_{\text{ц}}^{\text{с}} = 236$ кН), приложенные к штокам гидроцилиндров, справедливы при условиях: $46^\circ \leq \alpha_2 \leq 55^\circ$; $55^\circ \leq \alpha_3 \leq 60^\circ$; $25^\circ \leq \alpha_5 \leq 30^\circ$. В таблице приведены оптимальные значения углов наклона оборудования при энергоемких операциях.

Таким образом, рассчитаны и обоснованы диапазоны углов поворота каждого элемента РО, при которых гидроцилиндры работают с наименьшими

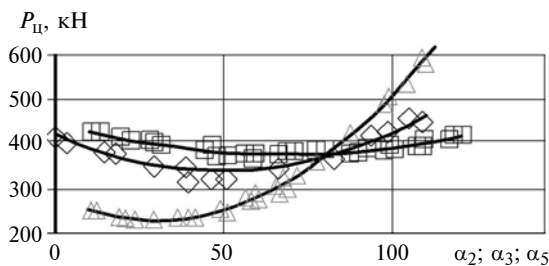


Рис. 7. Зависимости силы $P_{\text{ц}}$ на штоке, необходимой для отрыва грунта, от углов поворота ковша α_2 (\diamond), рукояти α_3 (\square) и стрелы α_5 (\triangle)

Оптимальный диапазон углов наклона элемента оборудования экскаватора

Элемент РО	Угол наклона* α_i°	Сила, развиваемая штоком цилиндра $R_{\text{ци}}$	Сопротивление грунта копания K_1	Снижение энергоемкости $\mathcal{E}_{\text{уд}}$
Ковш	$\alpha_2 = 47 \div 53^\circ$	341	450 ÷ 480	217,3
Рукоять	$\alpha_3 = 55 \div 58^\circ$	380	470 ÷ 590	
Стрела	$\alpha_5 = 22 \div 27^\circ$	238	310 ÷ 390	

* Сочетание оптимальных диапазонов углов наклона оборудования рассмотрено только для грунта общего назначения ($\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$), разрабатываемого ниже уровня стоянки на глубине 0,8 м.

силами, достаточными для отрыва грунта. Получению положительных результатов послужило рассмотрение кинематических схем звеньев как при их самостоятельном, так и совместном функционировании. Установлены силы, развиваемые на штоке гидроцилиндра, характеризующие затраченную им энергию, которая выражается мощностью потока рабочей жидкости, эквивалентной работе, выполненной за 1 с. Сопоставляя силы, развиваемые на штоках каждого гидроцилиндра, с ходом поршня в единицу времени, получили энергию, затраченную гидроприводом на каждую операцию.

Приведенные результаты подтверждают состоятельность предложенной методики. Установленный диапазон углов поворота каждого элемента РО характеризует взаимосвязь пространственного расположения РО с затраченной полезной энергией (мощность гидропривода $N_{\text{гп}}$). Эффективность работы гидропривода оценивается удельным показателем мощности на единицу вместимости ковша.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кузнецова В. Н., Савинкин В. В. Исследование энергоэффективных параметров одноковшовых экскаваторов: Монография. Омск: СибАДИ, 2015. 210 с.
2. Хмара Л. А., Павлов В. П. К вопросу повышения эффективности гидравлических экскаваторов с оборудованием обратной лопата. М., 1980. 66 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш. № 5.
3. Кузнецова В. Н., Савинкин В. В. Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора KOMATSU PC300 // Строительные и дорожные машины. 2014. № 3. С. 9—12.
4. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин. М.: Юрайт, 2011. 351 с.
5. Доронин С. В., Филиппова Ю. Ф. Обоснование расчетных нагрузений карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 29—33.