

ИСАКОВ К., АЛТЫБАЕВ А.Ш., ОМУРБЕКОВ Ч.О.

¹Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и архитектуры
им.Н.Исанова, Бишкек, Кыргызская Республика

ISAKOV K., ALTYBAEV A.SH., OMURBEKOV CH.O.

¹Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture n.a. N.Isanov,
Bishkek, Kyrgyz Republic

kuttubek.isakov.59@mail.ru, amanjazu@gmail.com, chyngyz.91@mail.ru

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ОДНОКОВШОВОГО ПОГРУЗЧИКА С ТРАНСФОРМИРУЮЩИМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

KINEMATIC ANALYSIS OF THE STRUCTURES OF A SINGLE BUCKET LOADER WITH A TRANSFORMING WORKING EQUIPMENT

Жаңыдан түзүлгөн механизация каражаттарынын (машиналардын жана жабдуулардын) конструкциясын негиздөөдө алдын ала долбоорлоодон кийин бекемдигине, ишенимдүүлүгүнө жана бышыктыгына эсептөөлөрдү жүргүзүү зарыл. Жумушчу жабдуулардын кинематикалык параметрлерин аныктоо менен биз механизмдердин айрым звенолорунун кыймылынын ылдамдыгын табабыз, ал эми анын натыйжалары келечекте динамикалык маселелерди чечүү үчүн колдонулат.

Өзөк сөздөр: трансформациялоочу жумушчу орган, жүктөгүч, кинематикалык анализ, ылдамдык, гидравликалык цилиндр штогу.

При обосновании конструкции вновь созданных средств механизации (машин и оборудования), после эскизной разработки, необходимо выполнить расчеты на прочность, надежность и долговечность. С определением кинематических параметров рабочего оборудования мы находим скорости движения определенных звеньев механизмов, результаты которых будут использованы для решения динамических задач.

Ключевые слова: трансформирующийся рабочий орган, погрузчик, кинематический анализ, скорость, шток гидроцилиндра.

When justifying the design of newly created equipments of mechanization (machinery and equipment), after preliminary design, it is necessary to perform calculations for strength, reliability and durability. With the determination of the kinematic parameters of the working equipment, we find the speed of movement of certain links of the mechanisms, the results of which will be used to solve dynamic tasks.

Key words: transforming working body, loader, kinematic analysis, speed, hydraulic cylinder rod.

Разработанные конструкции машин с навесными рабочими оборудованьями, как одноковшовый фронтальный погрузчик, механизмы, которые воспринимают большие нагрузки, тщательно изучаются на прочность, долговечность и на работоспособность, т.к. движущиеся с определенными законами движения, узлы и детали с определенными массами, кроме видимых, ощущаемых воспринимаемых нагрузок, также воспринимают невидимые и не особо ощущаемые нагрузки от движущихся масс, обладающие определенной инертность, так называемые инерционные нагрузки. Для учёта величины действующих инерционных сил решаются динамические задачи. После решения динамических задач окончательно оптимизируются геометрические параметры деталей механизмов.



Известно, что в динамике изучаются такие системы сил, которые не находятся в состоянии равновесия, и этим динамика существенно отличается от статики. Динамика также коренным образом отличается от кинематики, где движения оцениваются только с геометрической точки зрения независимо от вызывающих его причин, т.е. изучается без учёта движущихся масс. С другой стороны, величины динамических нагрузок невозможно изучать без обоснования или без установления законов движения определенных масс (тела), т.к. в большинстве случаев изучают движение материальных точек без учёта масс, т.е. кинематический анализ проводится для изучения или установления законов движения без учета величин, способствующие возникновению инерционных нагрузок в процессе движения.

В последние годы в условиях рыночной экономики в сельских местностях, строительных организациях, предприятиях коммунальной службы, дорожно-строительных предприятиях и в других отраслях народного хозяйства появился большой спрос на средства механизации, а точнее на одноковшовый фронтальный погрузчик на пневматическом ходу. Одноковшовые погрузчики, производимые КНР имеют много модификаций с объемом ковша от 1 м³ до 6 м³ и более, отличаются простотой конструкции, универсальностью, маневренностью, стоимость 2-3 раза дешевле чем погрузчики выпускаемые других государствах и др.

При этом, к основным привлекательностям кроме вышперечисленных можно отнести многофункциональность, т.е. кроме погрузочных работ легко можно использовать как бульдозер (на мягких и разрыхленных грунтах I, II категории).

Результаты использования широкими слоями населения одноковшовых фронтальных погрузчиков на пневматических колесах выявили некоторых недостатков конструкции. Известны, что данная машина связи с прежним государственным строем, на частные руки не продавались, и успешно эксплуатировались на государственных предприятиях и организациях на стационарных условиях. В основном были предназначены для сыпучих грузов, т.е. использовались для погрузочных работ, в некоторых случаях, для перемещения из одной точки к другой.

Перемещение одноковшовых фронтальных погрузчиков с грузом осуществлялись на ровных поверхностях земли, например, на территории заводов железобетонных изделий, где пески, щебни и другие материалы перемещаются из одной точки к другому по асфальтобетонной ровной поверхности, т.е. не было необходимости провести расчеты на боковую и продольную устойчивости базовой машины с грузом в ковше.

В настоящее время названного одноковшового фронтального погрузчика приобрели каждая сельская управа, т.к. данная машина, в некоторых случаях, эксплуатируется качестве бульдозера.

Для сельской управы одновременно приобрести одноковшового погрузчика и бульдозера не позволяет их возможности, и самое главное, из-за отсутствия постоянной работы для бульдозера, приобретение которого является неэффективным. Анализ наблюдения показали, что в большинстве случаев эти машины при выполнении определенных технологических процессов выглядели более эффективные при их совместной работе, но также наблюдались простой одной из машин на некоторое время. Результаты анализа также показали, что при совместной работе указанных машин (бульдозеры, погрузчики), работа выполняется качественно и оперативно (2018 год, перевал Кара-Көө, автодорога Нарын-Казарман, очистка от лавины). Это объясняется тем, что при необходимости каждая машина выполняет свою функцию качественно и оперативно.

Основной целью определения кинематических параметров рабочего оборудования вновь разрабатываемого одноковшового погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием [1], в частности, скорости движения определенных звеньев механизмов, является использование результатов для решения динамических задач, т.е. для получения динамического уравнения с применением принципа Даламбера, смысл которого заключается в приведении масс и моментов инерции, сил и моментов сил, а также жёсткостью звеньев привести к одному заранее обусловленному месту.

После получения уравнения динамики, согласно вышеизложенного, для определения величины динамических нагрузок от подвижных нескольких масс, расположенных в разных местах механизма, одной суммарной массой, которая, с точки зрения динамического эффекта будет эквивалентно суммарному динамическому эффекту заменяемых ею масс. За место приведения принимаем точки присоединения штоков гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования со стрелой.

Согласно правилам приведения динамических величин, при приведении необходимо учитывать, что приводимые величины находятся до привода управления или после привода управления (гидроцилиндры).

Приведенные масса и моменты инерции определяются из условия равенства кинематической энергии приведенной массы сумме кинематических энергий масс, которые она заменяет. Аналитически это правило выражается уравнениями [2]:

$$\frac{1}{2} m_{\text{пр}} V_{\text{пр}}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k M_i V_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k J_i \omega_i^2$$

$$\frac{1}{2} J_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i V_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k J_i \omega_i^2$$

где, $m_{\text{пр}}$ и $J_{\text{пр}}$ - приведенная масса и приведенный момент инерции; $V_{\text{пр}}$ и $\omega_{\text{пр}}$ - линейная и угловая скорости звена приведения; m_i и J_i - масса и момент инерции i -го звена; V_i и ω_i - линейная и угловая скорость i -го звена.

Согласно приведенным выражением, определение величины абсолютной скорости точек звеньев является обязательной. Согласно расчетной схеме (рис.1) определяем скорости точек.

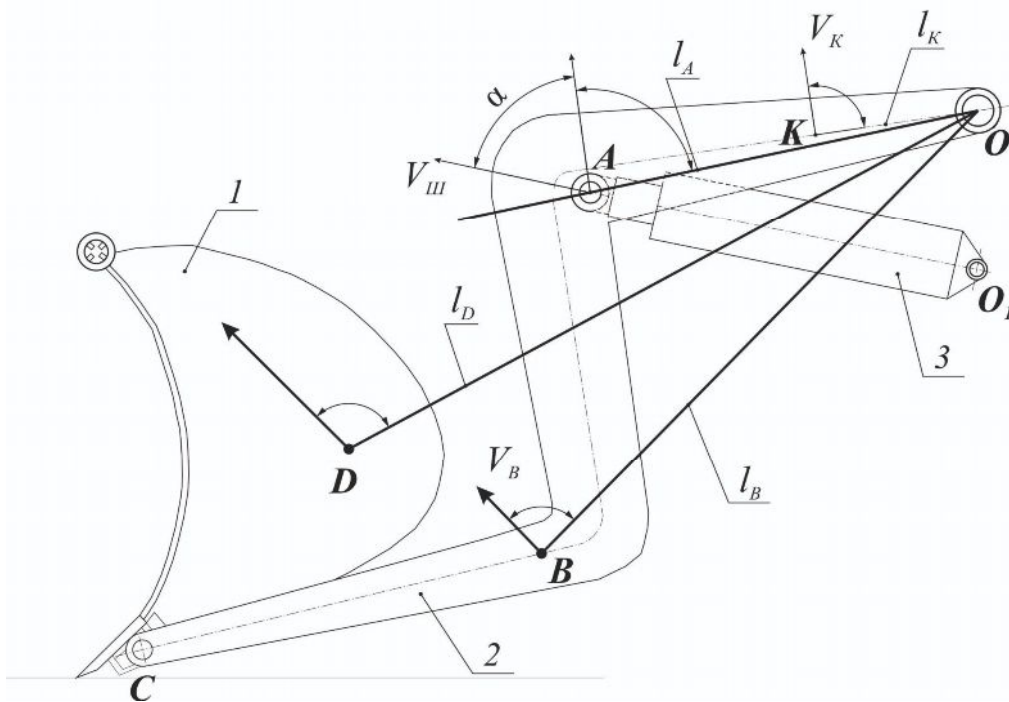
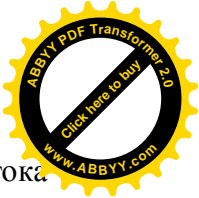


Рис. 1. Расчетная схема одноковшового погрузчика с трансформирующимся рабочим органом: 1-ковш, 2-стрелы, 3-гидроцилиндры подъема и опускания.

Абсолютная скорость точки А по модулю равна произведению угловой скорости звена ω_{OA} на радиус этого звена l_{OA}

$$V_A = \omega_{OA} \cdot l_{OA} \quad (1)$$



С другой стороны, скорость V_{OA} можно выразить через скорость штока гидроцилиндра подъёма и опускания стрелы, т.е.

$$V_A = \frac{V_{ш}}{\cos \alpha} \quad (2)$$

Тогда, приравнивания (1) и (2), получим

$$\omega_{OA} \cdot l_{OA} = \frac{V_{ш}}{\cos \alpha} \Rightarrow \omega_{OA} = \frac{V_{ш}}{l_{OA} \cdot \cos \alpha} \quad (3)$$

Определяем абсолютную скорость точки В. Согласно расчетной схеме скорость точки В того же звена равна по модулю произведению угловой скорости ω_{OA} на радиус l_{OB} и направлена перпендикулярно к l_{OB} , то есть

$$V_B = \omega_{OA} \cdot l_{OB} \quad (4)$$

$$\omega_{OA} = \frac{V_B}{l_{OB}} \quad (5)$$

Скорость точки В преобразуем через скорости $V_{ш}$, или с учетом (3) и (5) имеем

$$\frac{V_{ш}}{l_{OA} \cdot \cos \alpha} = \frac{V_B}{l_{OB}} \quad (6)$$

$$V_B = \frac{V_{ш} \cdot l_{OB}}{l_{OA} \cdot \cos \alpha} \quad (7)$$

Определяем абсолютная скорость точки D, считая, что рабочий орган ковша жёстко закреплён к стрелам, тогда угловая скорость механизма О-К-А-В-С-D вокруг точки О равно на ω_{OA} , а линейные скорости точек К, А, В, С, D разные в зависимости от длины вновь образованных звеньев l_{OK} , l_{OA} , l_{OB} , l_{OD} . Согласно вышеизложенному

$$V_D = \omega_{OA} \cdot l_{OD} \quad (8)$$

Скорость точки D через скорости штоков гидроцилиндров $V_{ш}$ аналогично определяется

$$\frac{V_{ш}}{l_{OA} \cdot \cos \alpha} = \frac{V_D}{l_{OD}} \quad (9)$$

$$V_D = \frac{V_{ш} \cdot l_{OD}}{l_{OA} \cdot \cos \alpha} \quad (10)$$

Для оптимизации скоростей точек К, А, В, С, D вначале определяем скорость штоков гидроцилиндров $V_{ш}$ через параметров насоса и гидроцилиндров. Данные параметры зависят от расхода Q гидрожидкостей насоса и площади поршней, а также сечении штоков, то есть

$$V_{ш} = \frac{Q}{F_i \cdot \eta} \quad (11)$$

где, Q - расход жидкости, л/мин; F_i - площадь поршня гидроцилиндра; $\eta = 0,95$ -гидромеханический КПД.

Необходимо отметить, когда жидкости поступают с расходом Q в поршневую полость



$$F_i = F_{\Pi} \quad (12)$$

а во втором случае

$$F_i = F_{\Pi} - F_{\text{ш}} \quad (13)$$

где, F_{Π} - площадь поршня; $F_{\text{ш}}$ - площадь стоков.

Очевидно, что при подаче жидкости в штоковую полость, скорость $V_{\text{ш}}$ больше чем $V_{\text{ш}}$ при подъёме стрелы $\frac{F_{\text{шт}}}{(F_{\Pi} - F_{\text{ш}})}$.

Как видно, скорость подъёма стрелы (рис.1) зависит от параметров гидравлического насоса, установленные на базовой машине, также зависит от диаметров гидроцилиндров и их штоков.

Скорости точек К, А, В, D центра масс и шарнирных соединений (А) можно оптимизировать при оптимизации динамических нагрузок, действующие к металлоконструкциям рабочего оборудования. Указанные на расчетной схеме параметры $l_{OK}, l_{OA}, l_{OB}, l_{OD}$ определяются исходя из геометрических параметров конструкций в целом, с использованием опорных (основополагающих) параметров.

Выводы. Известные значения скоростей точек К, А, В, D, кроме вышеизложенного, способствуют решению динамических задач простым способом, приведением масс, моментов инерции, сил и моментов сил и других динамических величин к заранее обусловленному месту, а также легко определяются величины передаточных чисел между ведущими и ведомыми звеньями, т.е. зная передаточное число механизма, можно определить искомые усилия, либо движущую силу P_d на штоков гидроцилиндров подъема и опускания, если известно сопротивления подъема и опускания, либо наоборот, если известна величина P_d .

На рис.1. не приведены рычаги механизма управления ковшом, соответственно скорости движения точек звеньев также не рассмотрены, и будет опубликовано на следующей статье.

Список литературы

1. Бульдозер-погрузчик многоцелевого назначения с трансформируемым рабочим оборудованием. Евразийский патент №033226 // К.Исаков,Ж.Ж. Тургумбаев,А.Ш. Алтыбаев, А.А.Бейшеналиев,А.Б. Чопоев. - М.: 2019.
2. Алтыбаев А.Ш. Разработка конструкции и обоснование параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика [Текст]: дисс. канд.техн. наук: 05.05.04 / А.Ш.Алтыбаев. Б., 2018. -163 с. https://ksucta.kg/dissert/files/altybaev_amanbek/dissertasia.pdf
3. K.Isakov, A.Altybaev, A.Beishenaliev, A.Chopoev, A.Matisakov. The methods for determining the bucket parameters of a bulldozer-loader with transforming working equipment //E3S Web Conf. Volume 263, 04021 (2021). XXIV International Scientific Conference “Construction the Formation of Living Environment” (FORM-2021). Section “Engineering and Smart Systems in Construction”. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126304021>
4. Абрамов С.В. Фронтальные погрузчики [Текст] / С.В.Абрамов. – Караганда: 1990. – 185 с.