

УДК 621.01

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВОССТАНОВЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПРИ УДАРЕ НА РАБОТУ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

В.Э. Еремьянц

Рассмотрено влияние коэффициента восстановления скорости бойка гидравлических виброударных машин на основные параметры их рабочих процессов. Показано влияние коэффициента восстановления на динамику кривошипно-коромысловых виброударных машин.

Ключевые слова: боек; удар; коэффициент восстановления скорости; виброударная машина; параметры машины.

INFLUENCE OF COEFFICIENT OF RESTITUTION ON OPERATIONS OF VIBRO-IMPACT MACHINES

V.E. Eremiants

The article regards the influence of coefficient restitution of striker of hydraulic vibro-impact machines on the main parameters of their operations. The influence of coefficient restitution on dynamics of the crank-and-rocker vibro-impact machines is shown.

Keywords: striker; impact; coefficient of restitution; vibro-impact machine; the machine parameters.

При проектировании и выборе рациональных параметров виброударных машин необходимо знать величину коэффициента восстановления скорости бойка ударной машины после удара по инструменту. Этот коэффициент может оказывать существенное влияние на режим работы машины. В частности на частоту и энергию удара. Покажем это на двух примерах.

В горной и строительной практике широкое применение получили гидравлические виброударные машины [1], в которых поршень 1 (рисунок 1), совершая возвратно-поступательное движение в корпусе 2, наносит удары по инструменту 3. Возвратно-поступательное движение обеспечивается изменением действующих на поршень сил, которые определяются разностью площадей поперечных сечений рабочих камер механизма и величиной давления в этих камерах.

В механизмах с позиционным управлением изменение сил, действующих на поршень, происходит в моменты времени, когда он занимает определенное положение относительно управляющего канала У в корпусе механизма. Принцип действия этого механизма следующий.

Камера холостого хода Х (рисунок 1) постоянно соединена с напорной магистралью Н и находится под давлением напора p_H . Камера рабочего

хода Р в зависимости от положения поршня попеременно соединяется либо с напорной Н либо со сливной С магистралью и давление в ней соответственно равно давлению напора p_H или давлению слива p_C .

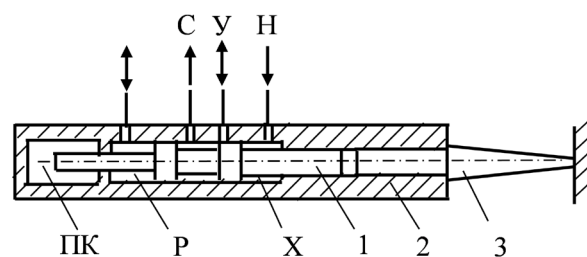


Рисунок 1 – Схема гидравлического виброударного механизма с позиционным управлением потоков жидкости

Допустим, в начальный момент времени поршень находится в контакте с инструментом. При этом положении поршня управляющий канал У через проточку в поршне соединен со сливной магистралью С и давление в этом канале равно давлению в сливной магистральной. При этом камера рабочего хода Р через распределительное золотниковое устройство соединена со сливной магистралью.

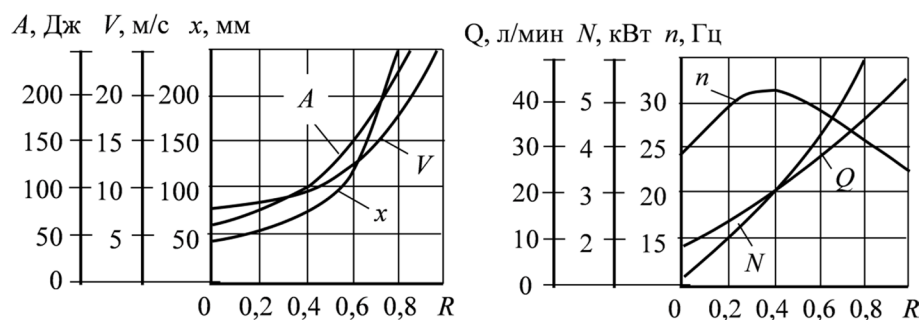


Рисунок 2 – Зависимости параметров гидравлического виброударного механизма “Импульс-5” от коэффициента восстановления скорости поршня при ударе

Так как давление в камере X больше, чем в камере P, поршень под действием результирующей силы перемещается влево, совершая холостой ход.

При этом движении в какой-то момент времени управляющий канал У через камеру X соединяется с напорной магистралью. Давление в канале управления становится равным давлению напора, и с помощью распределительного золотника рабочая камера P соединяется с напорной магистралью. С этого момента времени давление в обеих камерах P и X равно давлению в напорной магистрали. Но, благодаря тому, что площадь поперечного сечения камеры P больше, чем камеры X, результирующая сила, действующая на поршень, направлена в сторону инструмента. Под действием этой силы поршень вначале затормаживается, а затем, достигнув максимального перемещения x , начинает движение в сторону инструмента. Перед достижением поршнем контактного торца инструмента камера управления У вновь через проточку в поршне соединяется со сливной магистралью. При этом распределительное устройство соединяет рабочую камеру P со сливной магистралью и давление в ней падает. Поршень по инерции наносит удар по инструменту и далее весь цикл повторяется.

Для уменьшения пути торможения поршня и увеличения разгоняющей его силы, ударный механизм снабжен пневмокамерой ПК (рисунок 1), в которую закачивается воздух или инертный газ под определенным давлением.

К основным параметрам ударного механизма относятся: энергия удара A ; частота ударов n ; ударная мощность N ; расход жидкости Q . Кроме этого, важными являются такие показатели, как максимальное перемещение (ход) поршня x и скорость соударения поршня с инструментом V . Ход поршня необходимо знать, чтобы предотвратить соударение поршня с корпусом механизма при его холостом ходе. Величина скорости определяет напряжения, возникающие в поршне и инструменте, которые прямо пропорциональны этой скорости.

Между названными параметрами существуют следующие взаимосвязи:

$$A = F_p (p_H - p_C) (S_1 - S_2) / (1 - R); \quad (1)$$

$$V = \sqrt{2A/m}; \quad N = An; \quad Q = F_p x n, \quad (2)$$

где F_p – площадь поперечного сечения рабочей камеры; S_1, S_2 – соответственно координаты поршня, в которых происходит переключение сил на рабочий и холостой ход; m – масса поршня; R – коэффициент восстановления скорости поршня при ударе по инструменту.

Коэффициент восстановления скорости поршня может оказывать существенное влияние на все перечисленные параметры. Например, с увеличением скорости отскока поршня от инструмента он быстрее достигнет точки переключения сил, действующих на поршень, в результате увеличится частота ударов. Чем больше скорость отскока поршня, тем больший путь он пройдет после переключения сил при торможении. Следовательно, увеличится ход поршня, а вместе с ним в соответствии с соотношениями (1), (2) возрастет энергия удара, ударная мощность и расход жидкости.

В качестве примера на рисунке 2 приведены зависимости основных параметров ударного механизма от коэффициента восстановления для ручного молотка “Импульс-5”, конструкции Института машиноведения НАН КР. Эти зависимости получены при следующих исходных данных: давление в напорной магистрали, $p_H = 12$ МПа; давление в сливной магистрали, $p_C = 0,4$ МПа; масса поршня, $m = 1,843$ кг; площадь поперечного сечения камеры рабочего хода, $F_p = 1,344$ см²; площадь поперечного сечения камеры холостого хода, $F_x = 0,464$ см²; площадь торца поршня в пневмокамере, $F_{ПК} = 5,725$ см²; давление воздуха в пневмокамере, $p_{ПК} = 0,4$ МПа; координаты точек переключения действующих сил: $S_1 = 40$ мм, $S_2 = 2$ мм. Максимальный ход поршня, предусмотренный конструкцией равен 60 мм. Допускаемая по условию

прочности скорость соударения поршня с инструментом 12 м/с.

Экспериментальные исследования показывают, что в строительных и горных машинах, предназначенных для разрушения горных пород, асфальтобетонных покрытий и бетонных сооружений, коэффициент восстановления скорости поршня обычно лежит в пределах от 0 до 0,2 [2–4]. И только при разрушении крепких пород типа мелкозернистого гранита, он достигает 0,3.

На рисунке 2 видно, что при интервале изменения коэффициента восстановления в диапазоне от 0 до 0,2 такие параметры как ход поршня, частота ударов и энергия удара изменяются в пределах 25 %, а ударная мощность и расход жидкости возрастают в 1,5 раза.

Для виброударных машин с позиционным управлением, предназначенных для бурения горных пород, это является положительным качеством. Они как бы адаптируются к обрабатываемой среде. С увеличением крепости породы автоматически возрастает энергия, частота и ударная мощность машины, что позволяет поддерживать на высоком уровне скорость бурения.

Но при использовании виброударных машин для очистки золошлакопроводов, емкостей и других объектов, обладающих конструкционной податливостью, коэффициент восстановления скорости поршня может увеличиваться до 0,55 и более [5]. Это может существенно сказаться на работе виброударной машины и привести к преждевременному разрушению её элементов.

Например, на рисунке 2 видно, что при $R > 0,3$ ход поршня больше 60 мм, предусмотренных конструкцией и, следовательно, при этом будет происходить соударение поршня с корпусом механизма во время его холостого хода. Это приведет к быстрому выходу из строя, как поршня, так и корпуса.

При $R = 0,6$ скорость соударения поршня с инструментом будет превышать предельно допустимую, что приведет к разрушению поршня и инструмента, а расход жидкости увеличится почти втрое по сравнению с номинальным. Это неизбежно приведет к падению давления в системе и нарушению работы механизма.

Поэтому при проектировании гидравлических ударных механизмов для обработки объектов, обладающих конструкционной податливостью, необходимо знать и учитывать в расчетах возможный диапазон изменения коэффициента восстановления скорости поршня.

Рассмотрим влияние коэффициента восстановления скорости ударного элемента на работу кривошипно-коромыслового ударного механизма, принципиально отличающегося от рассмотрен-

ного выше. Эти механизмы также были созданы и прошли промышленную апробацию в Институте машиноведения НАН Кыргызской Республики [6].

Длины звеньев этих механизмов подобраны таким образом, чтобы в них возникали положения, при которых все шарниры расположены на одной линии. Такие положения называются особыми положениями. Возможны три схемы кривошипно-коромысловых механизмов с особыми положениями звеньев [7]: с наибольшим шатуном, наибольшим основанием и наибольшим коромыслом. На рисунке 3 показана схема кривошипно-коромыслового ударного механизма с наибольшим шатуном.

Для того чтобы в этом механизме возникало особое положение, длины его звеньев должны удовлетворять условию:

$$l_1 + l_2 = l_3 + l_0,$$

или в безразмерной форме:

$$1 + \lambda_2 = \lambda_3 + \lambda_0, \quad (3)$$

где l_1, l_2, l_3 – длины соответственно кривошипа, шатуна и коромысла; l_0 – расстояние между опорами (рисунок 3),

$$\lambda_2 = l_2 / l_1; \quad \lambda_3 = l_3 / l_1; \quad \lambda_0 = l_0 / l_1.$$

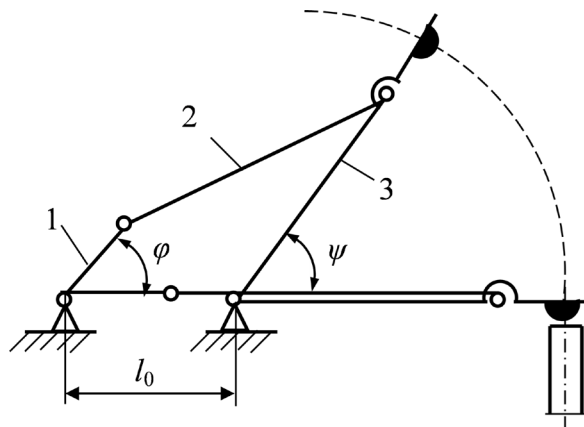


Рисунок 3 – Схема кривошипно-коромыслового ударного механизма с наибольшим шатуном

Механизмы с особыми положениями обладают двумя замечательными качествами.

Во-первых, в особом положении коромысло обладает наибольшей скоростью и кинетической энергией. Это следует из передаточной функции u_{31} , представляющей собой отношение угловой скорости коромысла к угловой скорости кривошипа.

$$u_{31} = \frac{d\psi}{d\phi} = \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (4)$$

Для кривошипно-коромыслового механизма с наибольшим шатуном, показанного на рисунке 3, передаточная функция определяется формулой [8]:

$$u_{31} = \frac{1}{d_1} \left[1 - \lambda_0 + 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \lambda_2(\lambda_0 - 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0 - \sin^2(\varphi/2)}} \right],$$

где

$$d_1 = 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi.$$

График этой функции для ручных отбойных молотков и более мощных ударных механизмов МО-10, МО-100, созданных в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР, показан на рисунке 4.

Во-вторых, в особом положении коромысло как бы теряет связь с кривошипом и может из этого положения совершать два различных движения. Если сопротивление его движению меньше инерционных сил, то оно, проходя через особое положение, не изменяет направление движения и его передаточная функция на интервале изменения угла поворота кривошипа φ от 2π до 4π имеет вид, показанный на рисунке 4 штриховой линией.

Если в особом положении коромысло встречает ограничитель, как показано на рисунке 3, то оно, ударя по ограничителю, изменяет направление движения и передаточная функция имеет вид, показанный на рисунке 4 сплошной линией. В этом случае при угле поворота кривошипа, равном 2π , передаточная функция имеет разрыв первого рода.

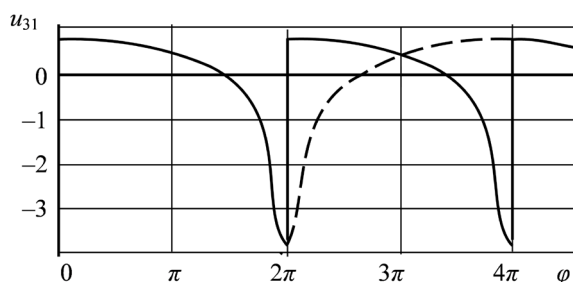


Рисунок 4 – Зависимость передаточной функции от коромысла к кривошипу от угла поворота кривошипа

Этот разрыв приводит к возникновению динамических нагрузок на звенья, появлению в них деформаций и, как следствие, к неравномерности движения кривошипа. Эта неравномерность в свою очередь порождает инерционные силы, действующие на звенья механизма и передающиеся через их опоры на корпус механизма.

Отношение передаточной функции после удара u_{31+} к передаточной функции до удара u_{31-} Ю.А. Фокин в работе [9] назвал “коэффициентом кинематического восстановления скорости”. Примем этот термин, не обсуждая его корректность. Этот коэффициент для механизма с наибольшим шатуном определяется функцией:

$$R_k = -\frac{u_{31+}}{u_{31-}} = \frac{1 - \sqrt{\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3}}{1 + \sqrt{\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3}}.$$

Если коэффициент кинематического восстановления равен физическому коэффициенту восстановления скорости, то кривошип не чувствует удара. Если физический коэффициент восстановления больше кинематического, то кривошип ускоряется, а если меньше – то замедляется. На графике, показанном на рисунке 4, коэффициент кинематического восстановления равен 0,175. Следовательно, при разрушении горных пород, асфальтобетонных покрытий влияние физического коэффициента восстановления на работу данного механизма будет незначительным. Но при очистке поверхностей он может оказать существенное влияние на динамику машины.

Обобщая сказанное, можно сделать вывод, что при проектировании виброударных машин для обработки объектов, обладающих конструкционной податливостью, необходимо учитывать коэффициент восстановления скорости бояка при ударе по инструменту. Но это в свою очередь требует проведения экспериментальных исследований влияния конструкционной податливости на коэффициент восстановления скорости тел при ударе и разработки соответствующих методик его расчета.

Литература

1. Ураимов М. Гидравлические молоты. Основы создания, обобщение опыта производства и эксплуатации гидравлических молотов “Импульс” / М. Ураимов, Б.С. Султаналиев. Бишкек: Илим, 2003. 239 с.
2. Еремьянц В.Э. Результаты исследования коэффициента отскока бояка отбойного молотка / В.Э. Еремьянц, Б.С. Султаналиев // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2004. № 2. С. 76–81.
3. Никишкин Н.И. Отскок бояка и влияние его на работу отбойных молотков и бетоноломов / Н.И. Никишкин // Труды ВНИИСтройдормаш. Т. XXX. Исследование и расчет ударных механизмов. М.: ВНИИСтройдормаш, 1961. С. 30–39.
4. Закаблукровский Н.Г. О влиянии скорости нагружения, соотношения масс и жесткости бояка и инструмента на эффективность передачи удара / Н.Г. Закаблукровский, Г.Н. Покровский, Б.Н. Серпенинов // Передача удара и машины ударного действия. Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1976. С. 40–51.
5. Еремьянц В.Э. Отскок бояка при ударе по волну, взаимодействующему со стальной плитой / В.Э. Еремьянц, Е.С. Дандыбаев, Т.Д. Умербеков

- // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2005. № 2. С. 79–85.
6. Абидов А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры / А.О. Абидов. Бишкек: Илим, 2001. 115 с.
 7. Фокин Ю.А. Возможные схемы четырехзвенных кривошипных механизмов с мгновенной кинематической неопределимостью / Ю.А. Фокин // Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование: Матер. конф., посв. I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии КР. Бишкек: Технология, 2001. С. 163–168.
 8. Еремянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 5. Динамические модели машин с плоскими шарнирно-рычажными механизмами / В.Э. Еремянц: учеб.-метод. пособие. Бишкек: Изд-во КРСУ, 2007. 55 с.
 9. Фокин Ю.А. Поверхности передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости // Механизмы переменной структуры и виброударные машины / Ю.А. Фокин: матер. межд. конф. Бишкек: Кыргызстан, 1999. С. 135–144.