

УДК 621.7.044

**В.К. Борисевич, С.А. Бычков, А.П. Брагин, В.Е. Зайцев,
С.А. Полтарушников**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Украина*

ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РАЗГОНА СНАРЯДА В УСТАНОВКАХ ДЛЯ ГДШ

В данной работе представлены три возможных варианта создания энергетического узла установок для реализации ГДШ. *Первый вариант* предполагает использование гидравлического удара для придания скорости снаряду, обеспечивающее потребный запас кинетической энергии. *Второй вариант* предполагает использование давления, создаваемого в одноктактном дизельном двигателе с последующим применением мультипликации давления и скорости, которая обеспечивает потребный запас кинетической энергии. *Третий вариант* предполагает прямое использование энергии горения топлива (дизельный или карбюраторный вариант) для разгона снаряда до заданной скорости, обеспечивающей потребный запас кинетической энергии.

энергетический узел для установок ГДШ, гидравлический удар, мультипликация давления и скорости, одноктактный двигатель внутреннего сгорания, давление, скорость, кинетическая энергия

Традиционно ранее основным энергоносителем в пресс-пушках был порох. Однако, в настоящее время использование пороха в производственных условиях неприемлемо.

Поэтому, в целях сохранения и дальнейшего развития уникальных технологий гидродинамической штамповки (ГДШ), подтвердивших свои преимущества и универсальность за 40 лет эксплуатации на ряде серийных и опытных предприятий, целесообразна разработка новых, альтернативных пороховым, конструктивно-технологических решений по обеспечению разгона снаряда (поршня), т.е. по сообщению снаряду заданной кинетической энергии.

В данной работе представлены 3 возможных и рекомендуемых для практического внедрения варианта создания систем разгона снаряда в установке для ГДШ.

I вариант

(использование гидравлического удара, рис. 1)

Используется давление, возникающее в жестких трубах, при реализации гидравлического удара, т.е. в «момент мгновенной остановки (торможения)» конструкции, в состав которой входят:

- масса подвижной части ствола (рис. 1, поз. 1);
- масса снаряда (рис. 1, поз. 5);
- масса столба жидкости (рис. 1, поз. 4), которой заполнена подвижная часть ствола.

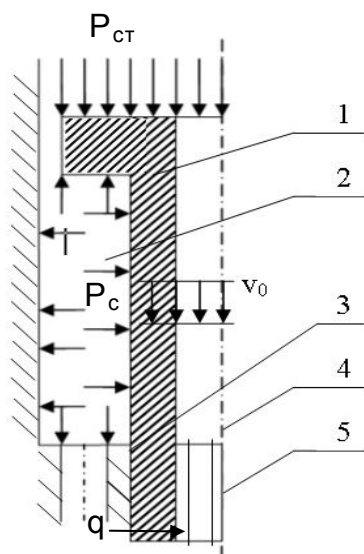


Рис. 1. Первый вариант: создание энергетического узла установок для реализации ГДШ

Позиции на рис. 1:

- 1 – подвижная часть ствола;
- 2 – суфлирующая полость, в которой может быть расположена жидкость, сжатый газ или механический регулятор сопротивления;
- 3 – поверхность неподвижной части ствола, с которой в момент удара контактирует нижняя часть фланца подвижной части ствола;
- 4 – столб жидкости, расположенный в подвижной части ствола;
- 5 – снаряд;
- q – фиксатор снаряда.

Величина $P_{ст}$ задана и задает функцию $P_c = P_c(t)$, которая определяет V_0 .

Полезное действие гидравлического удара можно значительно усилить и, в определенном случае, сделать превалирующим в общем накопленном запасе энергии. Эта цель, согласно исследованиям Н.Е. Жуковского, достигается увеличением скорости, давления в столбе жидкости, воздействующим на задвижку (преграду, в нашем случае – снаряд), и длины канала.

Рассмотрим вопрос определения давления P_{Σ} , действующего на дно ци-

цилиндра (снаряда) вместе с массой воды, находящейся в цилиндре, под давлением P_{cm} , до скорости V_0 – скорости системы "подвижная часть ствола + снаряд + масса воды, находящаяся в подвижной части ствола" в момент удара всей системы об опору (рис. 1, поз. 3)

$$P_{\Sigma} = P_{cm} + P_2 + P_k = P_{cm} + \rho_0 V_0 c_0 + \frac{\rho_0 V_0^2}{2}, \quad (1)$$

где P_2 – давление на верхнем торце снаряда от действия гидроудара; P_{cm} – давление в полости обоймы над снарядом; P_k – кинематическая составляющая давления; V_0 – скорость системы «подвижная часть ствола + снаряд + масса жидкости в подвижной части ствола»; $m_{сн}$ – масса снаряда; ρ_0 – плотность воды; γ_0 – удельный вес воды, $\gamma_0 = 10000 \text{ Н/м}^3$; c_0 – скорость распространения звука в воде, $c_0 = 1425 \text{ м/с}$.

$$\rho_0 = \frac{\gamma_0}{g} = \frac{10^4 \text{ Н}}{9,81 \text{ м}^3} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{м}} = 1020 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \right) \cdot \frac{1}{\text{м}^3} \right];$$

$$\rho_0 c_0 = 1020 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \cdot 1425 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 1,4535 \cdot 10^6 \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^3} \right],$$

где $\rho_0 c_0$ – акустический импеданс.

Количественная оценка слагаемых (1):

А. Кинематическая составляющая давления

$$P_k = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} = 510 \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \right] \cdot v_0^2 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] = 510 \cdot v_0^2 \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right].$$

Б. Величина давления гидравлического удара.

P_2 в (1) определена по формуле Н.Е. Жуковского [1], для идеальной жидкости (т.е. без учета вязкости) и без учета торможения за счет трения в стенках.

Экспериментальные исследования, проведенные в МГУ [2], показывают, что давление гидравлического удара, необходимо определять по соотношению

$$P_2 = \sqrt{1 + \eta - \xi} \cdot \rho_0 v_0 c_0 = 1,155 \rho_0 v_0 c_0, \quad (2)$$

где $\xi = 0$, так как в расчетной схеме (рис. 1) жидкость перемещается вместе с цилиндром, относительное движение отсутствует, нет трения; $\eta = 0,333$, в расчетной схеме (рис. 1) движение жидкости можно считать

ламинарным.

Коэффициент η учитывает влияние вязкости жидкости на конечное значение P_z [2].

Таким образом,

$$P_z = \sqrt{1 + \frac{1}{3} \cdot \rho_0 v_0 c_0} = 1,678 \cdot v_0 \cdot 10^6 = 1,678 \cdot v_0 [\text{МПа}]. \quad (3)$$

В. Результаты сравнительного анализа.

При $v_0 \leq 100$ м/с погрешность менее 5%, если не учитывать P_k . Таким образом, допустимо использовать соотношение для определения P_Σ в форме

$$P_\Sigma = P_{cm} + 1,155 \rho_0 v_0 c_0. \quad (4)$$

Г. Определение скорости снаряда.

Соотношение (3) справедливо при реализации прямого гидравлического удара, т.е. при выполнении условия

$$0 \leq t \leq t_k = \frac{2L}{c_0}, \quad (5)$$

где t_k – время полупериода прямого гидроудара.

При этом в течение первого полупериода нагружения, т.е. при $0 \leq t \leq \frac{2L}{c_0}$ можно считать [2], что $P_\Sigma = \text{const}$.

В этом случае закон сохранения импульса принимает вид (рис. 2):

$$F_c \int_0^{t_k} P_\Sigma(t) dt = F_c P_\Sigma t_k = m_{сн} v_{сн}, \quad (6)$$

$$\text{откуда} \quad v_{сн} = \frac{F_c P_\Sigma t_k}{m_{сн}}. \quad (7)$$

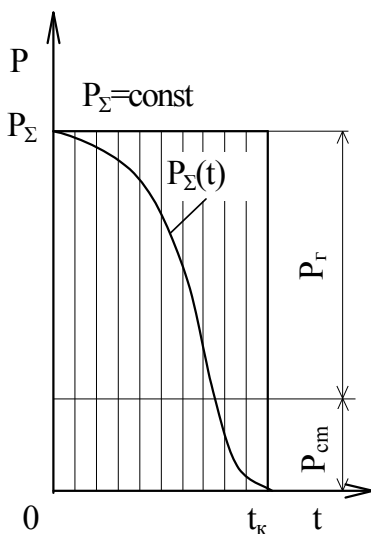


Рис. 2. Закон сохранения импульса

Графическое представление результатов расчета (рис. 3).

Соотношения (4) и (7) позволяют определить верхнюю границу доверительного интервала, если использовать вариант представления функции $P_{\Sigma} = f(t)$ в форме $P_{\Sigma} = \text{const}$ (рис.2).

Для более точного определения $v_{сн}$ необходимо использовать результат теоретического и экспериментального определения (уточнения) вида

$v_{сн}, \text{ м/с}$

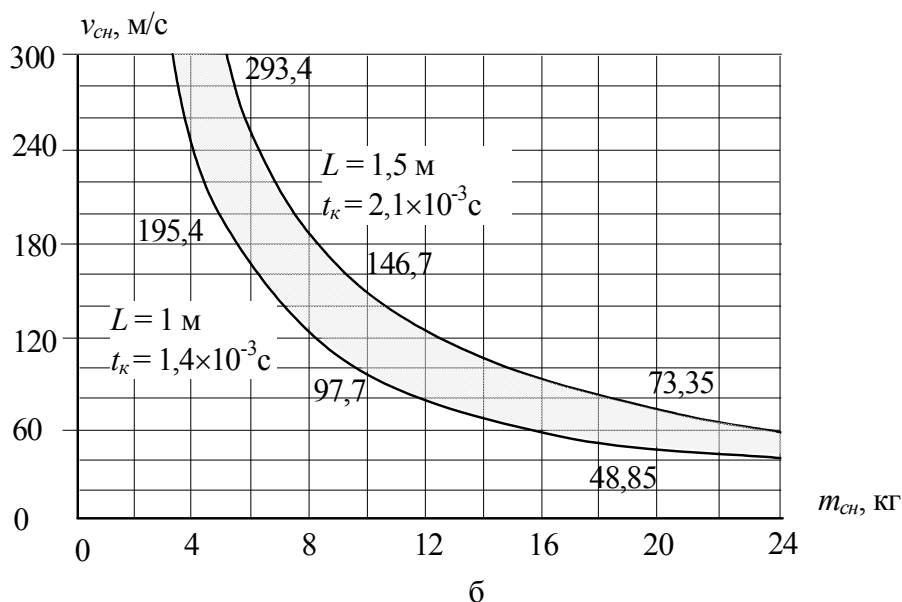
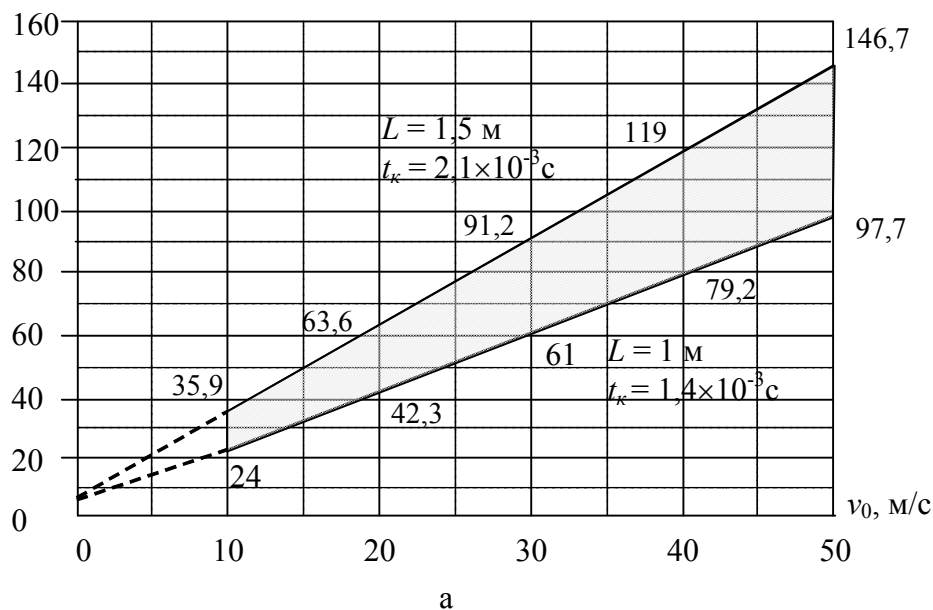


Рис. 3. Результаты расчета

функции $P_{\Sigma} = f(t)$ и последующего решения соотношения (6) для построения функции $v_{ch} = v_{ch}(t)$ и определения конечного значения v_{ch} в конце разгона снаряда, т.е. при $t = t_k$.

Замечание. С практической точки зрения исключительно важной является величина зазора, т.е. величина расстояния от верхнего среза рабочей камеры штампового блока до нижнего среза снаряда в момент его отрыва от ствола, т.е. в момент реализации гидравлического удара.

Оптимальным следует считать зазор, при котором "снаряд+столб жидкости в стволе" передает в рабочую камеру максимальное количество энергии.

II вариант (использование энергии горения топлива с применением в конструктивных решениях различных мультипликационных устройств)

В качестве разгонного устройства установок для гидродинамической штамповки может быть предложен аналог двигателя дизель-молота – широко применяемой машины для забивки свай или трамбовки грунтов. Такие двигатели называются *однотактными*, так как их рабочие циклы могут разделяться неограниченными временными промежутками [3].

Схема энергетической части разгонного блока для рассматриваемой нами системы приведена на рис. 4 в характерные функциональные моменты: а – исходное состояние; б – сжатие воздуха в камере сгорания; в – впрыск топлива, сгорание горючей смеси, в – перемещение рабочего органа.

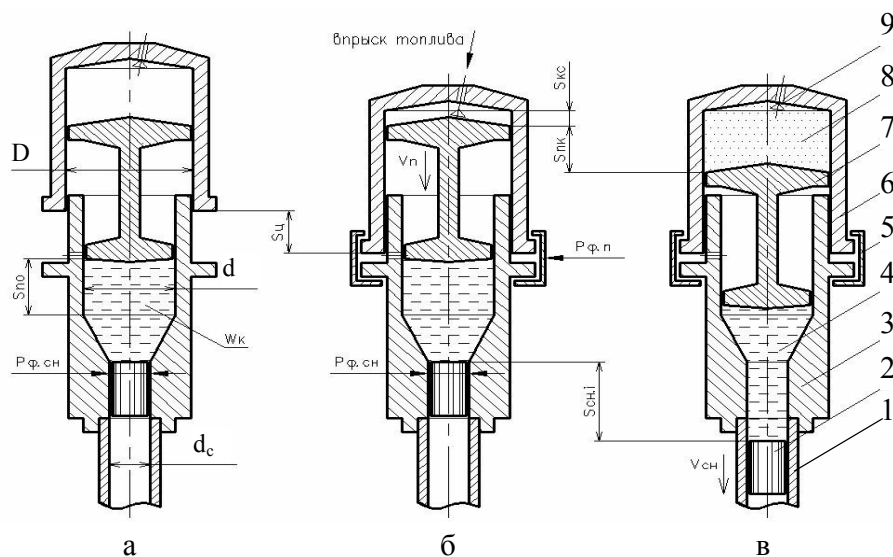


Рис. 4. Энергетическая часть разгонного блока

Позиции на рис. 4:

1 – ствол вместе с суфлирующим устройством, т.е. с устройством, которое обеспечивает совместное движение сжимаемой жидкости и нижнего среза снаряда;

2 – снаряд (поршень); 3 – переходник; 4 – жидкость;

5 – фиксирующее устройство; 6 – подвижная часть камеры сгорания;

7 – ступенчатый (дифференциальный) поршень;

8 – камера сгорания; 9 – подача топлива в камеру сгорания;

D – большой диаметр ступенчатого поршня;

d – меньший диаметр ступенчатого поршня;

d_c – диаметр ствола и снаряда;

$P_{ср.сн.}$ – усилие форсирования;

$P_{ср.кc}$ – усилие фиксации камеры сгорания.

Этот вариант разгонного блока в схематическом конструктивном представлении содержит в себе комбинацию, т.е. сочетание двух методов мультипликации.

Ступенчатый поршень (7) выполняет задачу увеличения давления, действующего на нижний срез ступенчатого поршня – жидкость, заполняющую коноидальный переходник и на верхний срез снаряда (2).

В предположении возможности использования квазистатического подхода, осредненное давление в коноидальной камере составит

$$P_d = P_D \cdot \frac{D^2}{d^2},$$

где P_D – давление на верхней поверхности ступенчатого поршня;

P_d – давление на нижней поверхности ступенчатого поршня.

Однако, гидродинамическая мультипликация давления при штамповке на пресс-пушках приводит к необходимости решения системы дифференциальных уравнений с выполнением и использованием индивидуальных граничных и начальных условий. Результаты численного решения задачи показывают пульсацию давления в рабочей камере.

И это подтверждено экспериментально и показывает, что функция давления $P = P(t)$ в рабочей камере существенно зависит от основных параметров разгонного блока, таких как исходное давление на верхней поверхности ступенчатого поршня и как объем жидкости в коноидальном

переходнике, как масса снаряда и поршня его фиксации и последующего суфлирования.

Изучение этого вопроса может и должно быть предметом самостоятельного исследования.

Второй метод мультипликации представляет собой гидродинамический вариант, который состоит в увеличении скорости потока жидкости при движении в сужающемся канале.

С учетом несжимаемости жидкости можно утверждать, что осредненная по сечению осевая компонента скорости потока жидкости постоянна, т.е.

$$v_{сн} \cdot \pi d_{сн}^2 = v_n \cdot \pi d^2 = \text{const} ,$$

откуда

$$v_{сн} = v_n \cdot \frac{d^2}{d_{сн}^2} ,$$

где $v_{сн}$ – скорость движения снаряда;

v_n – скорость движения ступенчатого поршня.

Предметом научного исследования должно быть изучение всех элементов системы, образующей данный вариант разгонного блока.

III вариант

(прямое использование энергии горения топлива, рис. 5)

Аналогичные методы разгона снаряда использованы при:

– прямом использовании энергии сгорания пороха;

– прямом использовании энергии сжатого воздуха [4];

– использовании энергии горения природного или сжиженного газового топлива [5] и т.д.

– использовании энергии горения топлива в одноктактном двигателе внутреннего сгорания [6].

Позиции на рис. 5: 1 – фланец; 2 – отверстие для подачи в камеру сгорания сжатого воздуха; 3 – отверстие для подачи в камеру сгорания топлива; 4 –

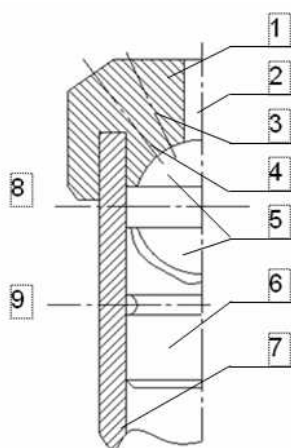


Рис. 5. Третий вариант

устройство поджига смеси; 5 – камера сгорания; 6 – снаряд (поршень); 7 – ствол;

8 – подача форвакуума; 9 – фиксатор снаряда.

Прямое использование энергии горения топлива может быть реализовано как в случае применения карбюраторного однотактного двигателя, так и в случае использования дизельного однотактного двигателя внутреннего сгорания.

Форвакуум необходимо реализовать в подснарядной полости для продувки камеры сгорания и для возвращения снаряда в исходное положение, определяемое фиксатором.

Литература

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах // Бюллетень Политехнического общества. – 1899. – № 5.

2. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Недра, 1975. – 269 с.

3. Волчек Л.Я. Исследование рабочего процесса свайного молота внутреннего сгорания // Труды ЦНИРИ. – М.: ЦНИИРИ, 1952. – Вып. 20. – С. 47-51.

4. Чачин В.Н., Колос В.К., Ботян В.В. Прессы для высокоскоростной ударной штамповки листовых материалов // КШП. – 1984. – № 2. – С.24- 25.

5. Кононенко В.Г., Кушнарченко С.Г., Коваленко Л.В., Стельмах В.А. Состояние и перспективы развития высокоскоростных машин для резки металла и брикетирования стружки с тепловым приводом на газовом топливе // Высокоскоростная штамповка: Сб. научн. тр. –Х.: ХАИ,1983. – С. 32-39.

6. Кононенко В.Г., Шошин Ю.С., Стельмах В.А. О возможности применения бензина в энергоузлах импульсных установок для технологических целей // Высокоскоростная обработка материалов давлением: Сб. научн. тр. –Х.: ХАИ, 1975. – Вып. 4. – С. 96-101.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.