

УДК 629.35.02.001.57

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАСОСА МЕХАНИЗМА ОПРОКИДЫВАНИЯ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

С.Н. Шуклинов, проф., д.т.н., М.Ю. Залогин, ассист.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Разработана методика определения функциональных параметров гидравлического насоса с ручным приводом механизма опрокидывания кабины. Представлены основные аналитические зависимости, характеризующие энергетические затраты человека при опрокидывании кабины. Отражены результаты теоретического исследования.

Ключевые слова: гидравлика, механизм опрокидывания кабины, грузовой автомобиль, энергетические параметры, система «человек–машина».

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО НАСОСА МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

С.М. Шуклінов, проф., д.т.н., М.Ю. Залогін, асист.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розроблено методику визначення функціональних параметрів гідравлічного насоса з ручним приводом механізму перекидання кабіни. Подано основні аналітичні залежності, що характеризують енергетичні витрати людини під час перекидання кабіни. Відображено результати теоретичного дослідження.

Ключові слова: гідравліка, механізм перекидання кабіни, вантажний автомобіль, енергетичні параметри, система «людина–машина».

METHOD FOR DETERMINING THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF THE HYDRAULIC PUMP OF THE MECHANISM FOR TILTING TRUCK CABS

S. Schuklinov, Prof., D. Sc. (Eng.), M. Zalogin, T. Asst.,
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. A method for determining the functional parameters of the hydraulic pump with a hand-operated cab tilt mechanism is developed. The basic analytical dependences characterizing the energy expenditures of the operator when tilting the cab are presented. The results of theoretical research are presented.

Key words: hydraulics, cab tilting mechanism, truck, energy parameters, man-vehicle system

Введение

Общезвестно, что требования к рабочему месту водителя в кабине постоянно совершенствуются. Совершенствование эргономических требований, а также требований к функциональной работоспособности водителя, оказывают непосредственное влияние на

массо-габаритные параметры кабины. Объясняется это влиянием таких факторов как: улучшение эргономики и дизайна рабочего места водителя; совершенствование архитектуры внутреннего пространства кабины; наличие сервисных компонентов и т.д. В результате анализа технических параметров на примере автомобилей КамАЗ установлено,

что на протяжении последних 30 лет масса кабины увеличилась на 31,3 %. Подобная тенденция прослеживается и на европейских аналогах.

Эксплуатация автомобиля, в свою очередь, сопровождается техническим обслуживанием систем управления, агрегатов и двигателя, для доступа к которым на транспортном средстве с бескапотной компоновкой необходимо предварительно опрокинуть кабину. Учитывая весовые и габаритные параметры кабины, одному человеку выполнить данную работу достаточно сложно, что требует от него значительных затрат энергии. Для снижения затрат энергии человека применяют механизмы опрокидывания кабины, чаще всего – гидравлические. Для опрокидывания кабины используется гидравлический насос с ручным приводом, а формирующим воздействием является мускульная сила человека, создаваемая на рукоятке насоса. В результате анализа конструктивных исполнений гидравлических насосов установлено, что для снижения энергетических затрат человека могут применяться гидравлические насосы, выполненные совместно с электрическим или пневматическим приводом. Однако такие приводы требуют постороннего источника энергии. В этой связи использование гидравлического насоса с ручным приводом является приоритетным. Экспериментально установлено, что для опрокидывания кабины человек должен совершить от 60 до 220 возвратно-поступательных движений рукоятки с максимальным усилием на ней от 400 до 600 Н [1].

Анализ публикаций

На сегодняшний день разработкой гидравлических компонентов механизма опрокидывания кабины занимаются различные ведущие фирмы, такие как: «Power-Packer», «Weber Hydraulic», «Prva Petoletka» и др. [2–5]. Однако результаты своих разработок указанные фирмы публикуют в качестве патентной информации [6–8], нежели в работах исследовательского характера. К сожалению, в Украине отсутствуют собственные разработки и производители подобных агрегатов, однако потребность на автомобильном рынке существует, например, у автомобильного завода КрАЗ. Также следует отметить, что теоретических исследований, раскрывающих особенности рабочего процесса опрокидывания кабины, авторами не обнаружено.

Цель и постановка задачи

Для проектирования гидравлических компонентов (насос, гидроцилиндр и т.д.) пользуются теоретическими знаниями и практическим опытом, полученными различными учеными в области общепромышленной гидравлики. Это справедливо в случае, когда источником энергии является техническая машина. В случае, когда источником энергии является человек, целесообразно учитывать его функционирование в системе «человек–машина», а именно – энергетические способности человека выполнять какой-либо вид работы. В этой связи целью работы является совершенствование теоретических основ проектирования гидравлических компонентов механизма опрокидывания кабины, путем рационализации функциональных параметров насоса с ручным приводом на основе энергетического баланса системы «человек–машина».

Теоретические материалы

Определение функциональных параметров насоса сводится к нахождению рациональных значений: диаметра поршня; хода поршня; передаточного числа привода насоса. Нахождение рациональных значений базируется на балансе сил, действующих на поршень при воздействии на рукоятку мускульного усилия человека $F_ч$ (рис. 1).

Схема передачи усилия от человека к поршню насоса, с учетом кинематических взаимосвязей, представлена на рисунках 1 и 2. В соответствии с рабочим процессом насоса, ведущим звеном является приводной вал 2, имеющий кинематическую связь с поршнем насоса 5 через кривошип 3 и палец 4. Силы, действующие на поршень насоса в режиме нагнетания рабочей жидкости, отражает схема, представленная на рис. 2. Следует отметить, что режим всасывания рабочей жидкости при определении функциональных параметров насоса не рассматривается.

Задающее воздействие, формируемое человеком на рукоятке 6, через кривошип 3 и палец 4 (рис. 1, 2) передается на поршень 5. При этом усилие на поршне F_p определяется выражением

$$F_p = F_ч \cdot i, \quad (1)$$

где $F_{ч}$ – сила человека, приложенная к рукоятке; $i=L/h$ – передаточное число привода насоса;

$$h = \sqrt{H^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2 - 2 \cdot H \cdot \frac{d}{2} \cdot \cos 90 - \gamma + \alpha_i} - \text{плечо приложения силы } F_p$$

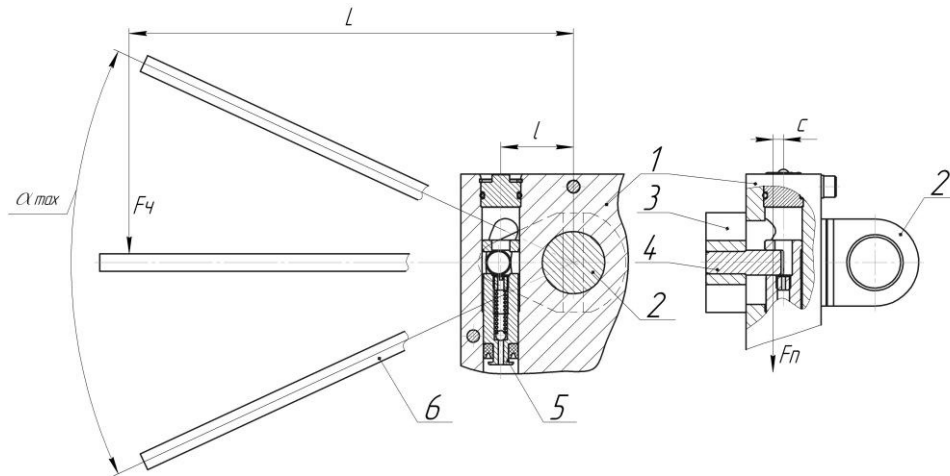


Рис. 1. Схема привода насоса: 1 – корпус насоса; 2 – приводной вал; 3 – кривошип; 4 – палец; 5 – поршень с манжетой; 6 – рукоятка; α_{max} – угол поворота приводного вала; L – плечо действия силы относительно оси приводного вала; l – расстояние от оси приводного вала до оси цилиндра; $F_{ч}$ – усилие человека; $F_{п}$ – нормальная сила, действующая на поршень; c – расстояние между осью цилиндра и линией действия силы $F_{п}$

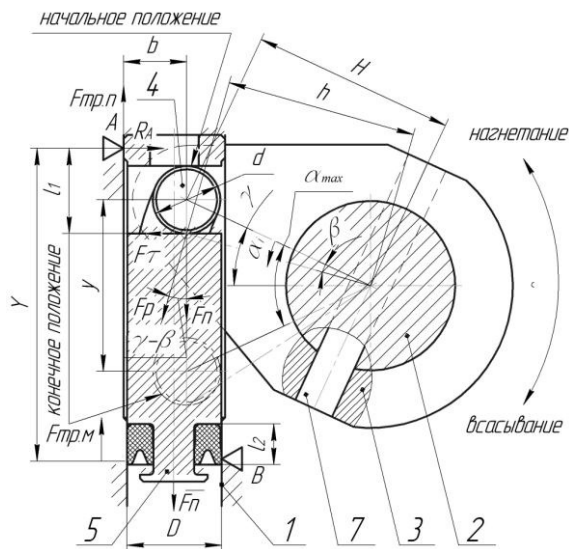


Рис. 2. Схема сил, действующих на поршень насоса в режиме нагнетания: D – диаметр поршня; d – диаметр пальца; H – радиус кривошипа; h – плечо приложения силы F_p ; y – ход поршня; Y – расстояние между опорными точками поршня; l_1 – расстояние между опорной точкой A и линией действия касательной силы F_{τ} ; l_2 – высота манжеты; β – угол установки пальца в исходном положении; α_i – угол поворота кривошипа; γ – угол установки кривошипа; A, B – опорные точки взаимодействия поршня со стенкой гильзы корпуса; 7 – шкворень

Максимальное перемещение поршня 5 определяется поворотом кривошипа 3 на максимальный угол α_{max} . При этом максимальный ход поршня y_{max} , при заданном значении угла α_{max} , зависит от угла установки кривошипа γ и определяется выражением [9]:

$$\left. \begin{aligned} \gamma = \alpha_{max} / 2 \quad \text{то} \quad y_{max} &= 2 \cdot H \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{max}}{2}\right) \\ \gamma = \alpha_{max} \quad \text{и} \quad \gamma = 0 \quad \text{то} \quad y_{max} &= H \cdot \sin \alpha_{max} \end{aligned} \right\} (2)$$

Очевидно, что при $\gamma = \alpha_{max} / 2$ максимальный ход поршня больше, чем при $\gamma = \alpha_{max}$ и $\gamma = 0$. Следует отметить, что когда поршень находится в начальном и конечном положениях ($\alpha_i = 0$ или $\alpha_i = \alpha_{max}$) сила, приложенная со стороны пальца к поршню F_p , раскладывается на касательную F_{τ} и нормальную $F_{п}$ силы

В соответствии со схемой, представленной на рис. 2, касательная сила F_{τ} определяется выражением

$$F_{\tau} = F_p \cdot \sin \gamma - \beta - \alpha_i \cdot f_{тр}, \quad (3)$$

где $\beta = \arctg\left(\frac{d/2 \cdot \sin 90 - \gamma + \alpha_i}{H - d/2 \cdot \cos 90 - \gamma + \alpha_i}\right)$;

$f_{тр}$ – коэффициент трения в контакте пальца с поршнем.

При перемещении поршня касательная сила F_t равна нулю, при повороте кривошипа на угол $\alpha_i = \alpha_{max}/2 + \beta$.

Нормальная сила F_n , участвующая в формировании давления, зависит от угла поворота кривошипа

$$F_n = F_p \cdot \cos \gamma - \beta - \alpha_i \quad (4)$$

В режиме нагнетания сила \bar{F}_n , формирующая давление жидкости, определяется уравнением

$$\bar{F}_n = F_n - F_{тр.п} - F_{тр.м}, \quad (5)$$

где $F_{тр.м}$ – сила трения манжеты; $F_{тр.п}$ – сила трения поршня о стенку цилиндра.

При составлении уравнения (5) принято допущение, что силы инерции подвижных частей насоса не учитываются.

На основе анализа формул (3) и (4) можно сделать вывод, что при значении угла $\alpha_i = \gamma + \beta$ касательная сила F_t равна нулю, а нормальная сила F_n равна силе F_p . Однако при увеличении угла поворота кривошипа $\alpha_i > \gamma + \beta$ сила F_n значительно уменьшается. Кроме этого, установлено, что в случае установки кривошипа в начальном положении, при котором $\gamma = 0$, сила F_n в конечном положении поршня (рис. 2) уменьшается в два раза.

Рационально установить кривошип под таким начальным углом γ , чтобы сила F_n изменялась незначительно по отношению к силе F_p на всем диапазоне углов $0 \leq \alpha_i \leq \alpha_{max}$. Зависимость отношения F_n/F_p от начального угла установки кривошипа γ при его максимальном угле $\alpha_{max} = 50^\circ$ поворота представлена на рис. 3. Очевидно, что при максимальном угле поворота кривошипа $\alpha_{max} = 50^\circ$ отношение F_n/F_p принимает максимальное значение при установке кривошипа под начальным углом $\gamma = \alpha_{max} / 2 + \beta$.

В режиме нагнетания со стороны корпуса насоса, вследствие действия касательной силы F_t и нормальной силы F_n , возникает реакция R_A , действующая в месте контакта порш-

ня 5 и корпуса 1. Реакция R_A в точке A определяется из уравнения моментов

$$R_A = \frac{F_n b - F_t (Y - l_1)}{Y}, \quad (6)$$

где $b = 1 + D/2 - h \cdot \cos(\gamma - \alpha_i)$ – плечо действия силы F_n .

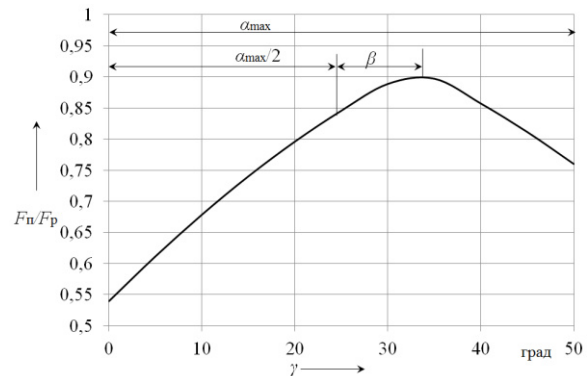


Рис. 3. Зависимость отношения F_n/F_p от угла установки кривошипа γ в крайних положениях поршня

Сила трения $F_{тр.п}$ между поршнем 5 и корпусом 1 определяется нормальной реакцией R_A и зависит от коэффициента трения $f_{тр.п}$ в зоне контакта

$$F_{тр.п} = R_A \cdot f_{тр.п}. \quad (7)$$

Сила трения $F_{тр.м}$, направленная против движения поршня, определяется параметрами манжеты и рабочим давлением жидкости p_n [10]

$$F_{тр.м} = \pi D l_2 p_{к.ср} + p_n \cdot f_{тр.м}, \quad (8)$$

где $f_{тр.м}$ – коэффициент трения манжеты о корпус; $p_{к.ср}$ – среднее контактное давление манжеты на стенку корпуса; p_n – давление жидкости в поршневой полости насоса.

Потери давления в поршневой полости насоса определяются полным КПД насоса, который равен произведению механического КПД η_m на объемный КПД η_o . При этом объемный КПД η_o учитывает утечки жидкости через зазор между поршнем и стенкой цилиндра и определяется экспериментальным путем. Известно, что для данного насоса он должен быть не меньше 0,75 [11, 12]. Механический

КПД η_m насоса определяется отношением работы, производимой силами сопротивления на ведомом звене независимо от ее характера, к работе, производимой силами, приложенными к ведущему звену [13]. Для насоса гидравлического механизма опрокидывания кабины механический КПД равен

$$\eta_m = \frac{A_n}{A_3} = \frac{\bar{F}_n \cdot y}{F_n \cdot y_p}, \quad (9)$$

где A_n – полезная работа; A_3 – затрачиваемая работа; $y_p = y \cdot i$ – перемещение рукоятки.

Соответственно давление в полости насоса при воздействии на рукоятку с усилием F_n определяется выражением,

$$p_n = F_n / S_n \cdot i \cdot \eta_o \cdot \eta_m, \quad (10)$$

где S_n – площадь поршня насоса; η_o – объемный КПД насоса; η_m – механический КПД насоса.

Уравнение (10) определяет связь между давлением в рабочей полости насоса и усилием человека на приводной рукоятке. Известно, что оптимальными давлениями, при которых достигается наибольший экономический эффект при производстве гидроцилиндра, являются давления в пределах 25–32 МПа [14]. Усилие F_n , развиваемое человеком на рукоятке и необходимое для создания заданного максимального давления жидкости, определяется зависимостью

$$F_{чел} = \frac{p_{max} \cdot S_n}{i \cdot \eta_m \cdot \eta_o}, \quad (11)$$

где p_{max} – максимальное давление.

Следует отметить, что развиваемое усилие человека и ход рукоятки определяют энергетическую характеристику насоса и энергетические затраты оператора в процессе опрокидывания кабины. При определенном усилии человека F_n затрачиваемая энергия тем больше, чем больше ход рукоятки насоса y_p (под ходом следует понимать ту часть хода, которая участвует в генерации энергии). Уменьшение энергии, затрачиваемой человеком на процесс опрокидывания кабины, может быть достигнуто путем изменения передаточного числа насоса i , а также изменения диаметра поршня насоса и его хода.

Для определения рационального значения диаметра поршня насоса и его хода необходимо учитывать характеристику нагрузки, т. е. параметры гидравлического привода механизма опрокидывания кабины. На рис. 4 представлена статическая характеристика 1 гидравлического механизма опрокидывания кабины, отражающая зависимость давления рабочей жидкости p от нагнетаемого в него объема жидкости V . Представленная характеристика отражает энергетическую емкость гидравлического привода. На этом же рисунке изображена характеристика насоса 2 с ручным приводом. Характеристика насоса отражает зависимость давления p от вытесняемого поршнем объема V рабочей жидкости. Представленная характеристика отражает его энергетическую эффективность при заданном рабочем ходе y поршня и различных значениях его диаметра D .

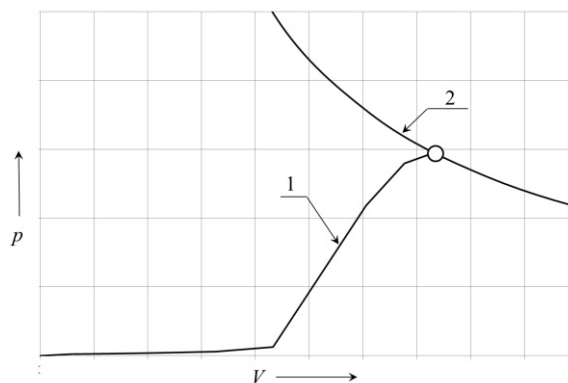


Рис. 4. Характеристика гидравлического механизма опрокидывания кабины: 1 – характеристика привода; 2 – характеристика насоса

Очевидно, что энергетическая эффективность насоса в каждой точке одинакова, при допущении, что КПД насоса η_n не зависит от давления жидкости p . Однако рабочие параметры насоса (p и V) в каждой точке характеристики различны. При определении рациональных параметров гидравлического насоса необходимо, чтобы энергетическая эффективность насоса равнялась энергетической емкости гидравлического привода. В этой связи рациональные параметры насоса определяются только точкой пересечения характеристики насоса 2 и характеристики привода 1, т. е. рабочими параметрами насоса являются давление p и объем поршневой полости V .

На рис. 5 представлена характеристика механизма опрокидывания кабины автомобиля КамАЗ-55111, полученная при отключенных торсионных валах [1]. Также представлены характеристики четырех насосов, имеющих различные параметры (p и V). Характеристики насосов построены при развиваемом усилии человека $F_{\text{чел}}=150$ Н на рукоятке насоса для максимального рабочего хода поршня u_{max} , при изменении его диаметра D по формуле (10). Значения диаметра поршня D задавались в диапазоне от 6 до 22 мм. При этом объем поршневой камеры насоса V определяется как произведение площади поршня $S_{\text{п}}$ и его хода u_{max} .

Следует отметить, что в точках пересечения статической характеристики 1 с характеристиками насоса 2 или 3 рабочий объем поршневой полости насоса может быть равен V_2 или V_3 . Однако эти параметры насоса не рациональны, поскольку заданное максимальное давление жидкости, при котором происходит опрокидывание кабины, не достигается.

Следовательно, для достижения заданного максимального давления жидкости человеку необходимо прикладывать меньшее усилие на рукоятке при соответствующем увеличении рабочих ходов поршня, что при одинаковых массо-габаритных параметрах кабины приведет к увеличению энергетических затрат человека при ее опрокидывании. Также справедливо утверждать, что рациональные параметры насоса не могут определяться характеристикой № 5, так как уменьшение рабочих ходов поршня (за счет увеличения вытесняемого объема рабочей жидкости из поршневой полости насоса) вызовет необходимость увеличить усилие на рукоятке насоса – для достижения заданного максимального давления жидкости, что в конечном итоге приведет к повышению энергетических затрат человека.

Таким образом, рациональные параметры насоса (p и V) будут определяться точкой пересечения его характеристики со статической характеристикой механизма опрокидывания кабины (например, для автомобиля КамАЗ-55111 в точке А (рис. 5)), при условии достижения заданного максимального давления жидкости. При этом затраты энергии человека на опрокидывание кабины будут наименьшими.

Для определения рационального диаметра поршня $D_{\text{опт}}$ насоса воспользуемся зависимостью

$$D_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{V_{\text{опт}}}{y_{\text{опт}}}}, \quad (12)$$

где $y_{\text{опт}}$ – рациональное значение хода поршня.

Рациональное значение хода поршня $y_{\text{опт}}$ определяется как $y_{\text{опт}} = u_{\text{max}}$ для характеристики насоса в точке пересечения с характеристикой механизма опрокидывания кабины при достижении максимальной энергоэффективности.

Мышечное усилие человека $F_{\text{чел}}$ на рукоятке и ее перемещение $y_{\text{р}}$ определяют энергию, которую человек расходует на создание давления p в гидравлическом приводе при вытеснении жидкости заданного объема V .

При этом энергия, которую человек расходует за некоторый промежуток времени, выражает мощность, которую человек развивает $N_{\text{чел}}$ при опрокидывании кабины. При определении эргономических параметров рабочего места оператора и его функциональной деятельности необходимо учитывать, что опрокидывание кабины рационально совершать при заданной частоте возвратно-поступательных движений рукоятки, не превышающей 80 мин^{-1} (1,33 Гц) [15]. Как отмечалось выше, для оценки механизма опрокидывания кабины было принято допущение, что частота возвратно-поступательных движений рукоятки равна $\omega_1=1$ Гц.

Исследования в области эргономики свидетельствуют о том, что человек способен развивать мощность $[N_{\text{чел}}]=50-60$ Вт не уставая [16]. Очевидно, что при выборе параметров гидравлического механизма опрокидывания кабины необходимо выполнить условие

$$N_{\text{чел}} \cong N_{\text{чел}_{\text{н}}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{чел}}$ – мощность, развиваемая человеком при опрокидывании кабины.

Зная перемещение рукоятки $y_{\text{р}}$ насоса и развиваемое усилие $F_{\text{чел}}$, мощность, развиваемая человеком $N_{\text{чел}}$ при опрокидывании кабины, определяется выражением

$$N_{\text{чел}} = F_{\text{чел}} \cdot y_{\text{р}} \cdot \omega_1. \quad (14)$$

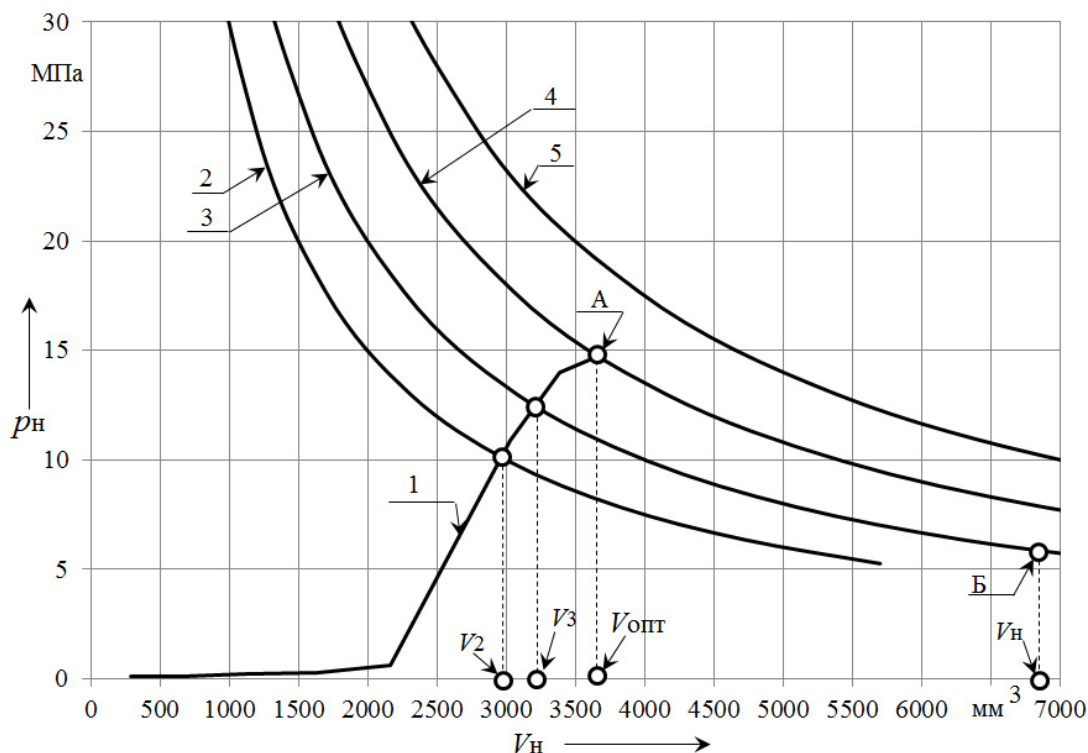


Рис. 5. Статическая характеристика гидравлического привода и насоса механизма опрокидывания кабины автомобиля КамАЗ-55111: 1 – характеристика механизма опрокидывания кабины; 2, 3, 4, 5 – характеристика насоса при ходе поршня соответственно $y_{\max}=15$ мм; $y_{\max}=20$ мм; $y_{\max}=27$ мм; $y_{\max}=35$ мм

Следовательно, ход рукоятки можно определить преобразовав выражение (14) относительно искомой величины

$$y_p = \frac{N_{\text{чел}}}{F_{\text{чел}} \cdot \omega_1} \quad (15)$$

Для определения рационального значения перемещения рукоятки должно выполняться условие

$$y_p \cong \lceil y_p \rceil, \quad (16)$$

где $\lceil y_p \rceil = 0,3 - 0,4$ м – допустимый ход рукоятки насоса [14].

Для определения рационального передаточного числа привода насоса воспользуемся отношением

$$i_{\text{опт}} = \frac{y_p}{y_{\text{опт}}} \quad (17)$$

Таким образом, получены зависимости (12), (15) и (17), необходимые для проектирования гидравлического насоса с ручным приводом, которые учитывают требования к системе

«человек–машина». Следует отметить, что на автомобиле КамАЗ-55111 применяется гидравлический насос, имеющий параметры, соответствующие точке Б (рис. 5). При этих параметрах насоса (V и p) человек способен опрокинуть кабину, развив мощность, не превышающую $[N_{\text{чел}}]$, только при совместной работе с сервисным устройством (торсионный вал).

По результатам теоретических исследований разработана конструкция гидравлического насоса [17] и изготовлен опытный образец на ПАО «Волчанский агрегатный завод». Экспериментальные исследования, проведенные на автомобиле КамАЗ [1], позволили установить, что предложенная методика позволяет рационально определить функциональные параметры насоса, в результате чего энергетические затраты человека уменьшились на 8 %, а время опрокидывания кабины – на 18 %.

Выводы

На основании полученных результатов теоретических исследований можно установить, что: усовершенствованная методика проектирования гидравлических компонентов ме-

ханизма опрокидывания кабины позволяет снизить энергетические затраты человека на 8 % и время опрокидывания кабины на 18 %.

Литература

1. Клименко В.И. Экспериментальное исследование гидравлического механизма опрокидывания кабины / В.И. Клименко, С.Н. Шуклинов, М.Ю. Залогин // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 69. – С. 19–28.
2. Компания «Power-Packer» / Actuant Group [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.actuant.com>. – 2008. – С. 23.
3. Каталог Prva Petoletka – Promet A. D. Trstenik. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.prvapetoletka-promet.rs>. – С. 139–144.
4. Каталог продукции производства РУП «Барановичский автоагрегатный завод». [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.baaz.by>. – С. 99.
5. Материалы сайта Weber-Hydraulik. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.weber-hydraulik.com>.
6. Pat. 3792747 United States, Int. CL B62d 27/06. Pressure-compensated hand pump / Dale A. Knutson; Applied Power Industries. – № 210484; filed. 21.12.1971
7. Pat. 4110983 United States, Int. CL² F16D 31/02, F16B 13/09. Air operated hydraulic pump apparatus / Clarence A. Sherman; Terry McDermid. – № 805680; filed. 13.06.1977
8. Pat. EP0337302 (A3), Int. CL⁵ B60R 16/08, B62D 33/06, F04B 23/04. Hand-pump / Heinz Sonnenrain; Emil weber fabrik für ölhydraulik gmbh. – № 89106081.6; filed. 14.04.1988.
9. Анурьев А.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.1. / А.И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестоквой. – 9-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
10. Токаренко В.М. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств: учебное пособие / В.М. Токаренко, В.З. Терских, А.Л. Столяров. – К.: Лыбидь, 1991. – 232 с.
11. Насосы ручные для опрокидывающих механизмов кабин грузовых автомобилей. Основные параметры, размеры и общие технические требования, правила приемки и методы испытаний: ОСТ 37.001.281-84. – [Введен 1985-07-01]. – М.: Министерство автомобильной промышленности, 1984. – 5с. – (Отраслевой стандарт).
12. Автомобильные транспортные средства. Гидроцилиндры и насосы гидравлических механизмов опрокидывания кабин. Технические требования и методы испытаний: ГОСТ Р 53807-2010. – М.: Стандартинформ, 2010. – 17 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
13. Кожевников С.Н. Механизмы: справочник / С.Н. Кожевников, Я.И. Ясипенко, Я.М. Раскин, под ред. С. Н. Кожевникова. – 4-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
14. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: учебное пособие для вузов / Леонид Болеславович Богданович. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 232 с.
15. Ремизов А.Н. Медицинская и биологическая физика: учебник для вузов / А.Н. Ремизов, А.Г. Максина, А.Я. Потапенко. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Дрофа, 2003. – 560 с
16. Шмид М. Эргономические параметры / Мирослав Шмид, пер. с чешского В. М. Мунипова. – М.: Мир, 1980. – 118 с.
17. Пат. 87429 Україна, МПК F15B 15/00. Насос гідравлічного механізму підйому кабіни / Богомолів В.О., Клименко В.І., Шуклінов С.М., Залогін М.Ю.; заявник та патентовласник Клименко В.І. – № u201309317; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3, 4 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 26 сентября 2016 г.