Fatyanova Elena Valentinovna, lecturer, fatlen77@mail.ru, Russia, Saint Petersburg, Military Academy of Communications named after S.M. Budyonny,

Svidlo Alexander Vladimirovich, lecturer, svidlo_av@yandex.ru, Russia, Saint Petersburg, Military Academy of Communications named after S.M. Budyonny,

Chuprikov Oleg Valerievich, lecturer, chuprikov_ov@mail.ru, Russia, Saint Petersburg, Military Academy of Communications named after S.M. Budyonny

УДК 622.232.83
DOI: 10.24412/2071-6168-2023-11-54-55

МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Т.А. Акименко, Е.В. Ларкин, Фам Т.Л.

Построена аналитическая модель функционирования гидравлического насоса буровой машины. Представлена функциональная схема линейного гидропривода двухстороннего действия. Получены выражения для определения суммарного объемного расхода рабочей жидкости из полостей гидропривода через выходные дроссели с учетом симметрии устройства и постоянства проходных сечений выходных отверстий.

Ключевые слова: буровая установка, гидропривод, гидронасос, поршень, рабочая жидкость, дроссели, объемный расход.

Структурная схема буровой машины, работающей в режиме бурения, как объекта управления, разделяется на следующие относительно независимые узлы: гидравлическая трансмиссия, включающая трехфазный асинхронный электродвигатель с частотным регулированием насос и линейный гидропривод; полиспаст; вращатель; взаимодействующие бур и грунт. Гидравлическая система буровой машины представляет собой комплекс устройств, предназначенных для управления и приведения в действие исполнительных органов бурового оборудования рабочей жидкостью, нагнетаемой под давлением. Применение гидравлической системы позволяет упростить кинематику, повысить надежность работы оборудования, автоматизировать основные технологические операции при бурении.

Кинематическая схема гидронасоса аксиально-поршневого типа приведена на рис. 3 и рис. 4. Гидронасос включает вращающийся блок 1 цилиндров 2, в котором возвратно-поступательно движутся поршни 3, связанные посредством шарнирно-стержневого соединения 4 с платой 5, установленной на валу электродвигателя 6. Электродвигатель 6 установлен таким образом, что его вал связан шарнирно с валом блока 1 цилиндров 2 и образует с ним угол γ. Цилиндры вращающегося блока гидравлически связаны с входной 6 и выходной 7 магистралями через распределительную шайбу 8, которая при вращении блока цилиндров 1 обеспечивает подключение части цилиндров 2 к входной магистрали 6, а другой части цилиндров 2 - к выходной магистрали 7. Во входной магистрали 6 устанавливается атмосферное давление P_3, а в выходной магистрали 7 устанавливается высокое давление P_0, подаваемое на линейный гидропривод.

При разработке модели гидронасоса использованы следующие допущения:

рабочая жидкость является несжимаемой;

влияние упругости стенок трубопроводов пренебрежимо мало;

дросселирование рабочей жидкости осуществляется на выходном фильтре гидронасоса, и магистрали, соединяющей гидронасос с линейным гидроприводом.

поршни, работающие на всасывание жидкости, не создают крутящего момента вследствие того, что полости цилиндров, в которых перемещаются эти поршни, и входная магистраль находятся под одинаковым атмосферном давлением, а сечение входного отверстия достаточно велико, чтобы не создавать сопротивления ламинарному току рабочей жидкости.

Для построения математической модели функционирования гидронасоса вводятся следующие системы координат:

$xOyz$ - неподвижная система координат, центр *O* которой совпадает с центром платы 5, ось *z* параллельно направлению хода поршней *3* в цилиндрах 2, оси *x* и *y* образуют плоскость, ортогональную оси *z*;

$x'Oy'z'$ - система координат, центр *O* которой совпадает с центром системы координат $xOyz$, ось z' совпадает с осью вращения вала электродвигателя, ось y' совпадает с осью *y*, а ось x' повернута относительно оси *x* на угол γ.

угол φ_{3D} отсчитывается от положительного направления оси *x* в системе координат $xOyz$ и от положительного направления оси x' в системе координат $x'Oy'z'$;

угловая скорость вращения вала и углы $_{3D}$, $_3$ связаны следующим соотношением:

$$\omega_{3D} = \frac{d\varphi_{3D}}{dt};\ d\varphi_{3D} = d\varphi_3,$$

где φ_3 - угловая скорость вращения платы 5 с поршнями.

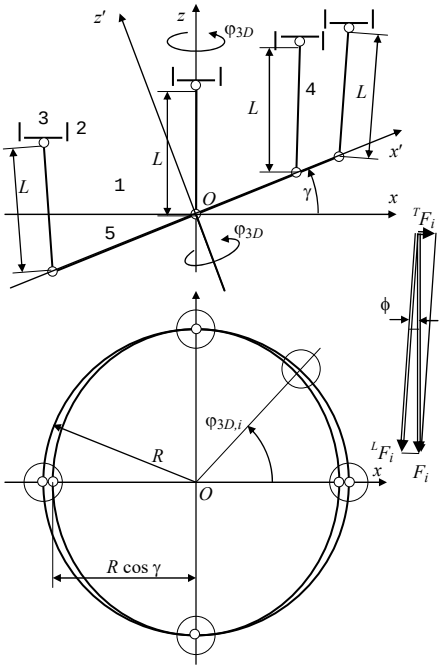

Рис. 1. Формирование сил, создающих момент на валу гидронасоса

В системе координат $xOyz$ представляются координаты шарниров, которыми центры поршней 3 соединяются со штангами шарнирно-стержневого соединения 4. По окружности радиусом *R* поршни устанавливаются с равномерным угловым шагом, равным $\frac{2\pi}{n}$. Таким образом, координаты *i*-го поршня равны

$$\begin{cases} x_i = R\cos\left[\varphi_{3D} + \frac{\pi(2i+1)}{n}\right]; \\ y_i = R\sin\left[\varphi_{3D} + \frac{\pi(2i-1)}{n}\right]: \\ z_i = 0, \end{cases}$$

где $0 \le i \le n-1$ - номер поршня; *n* - количество поршней; φ_{3D} - угол поворота вращающегося блока 1 цилиндров, равный углу поворота вала двигателя; x_i, y_i, z_i, - координаты *i*-го поршня в системе координат $xOyz$.

Аналогично в системе координат $x'Oy'z'$ координаты шарниров, которыми штанги шарнирно-стержневого соединения *4* соединяются с платой *5*, определяются выражением

$$\begin{cases} x'_i = R\cos\left[\varphi'_{3D} + \frac{\pi(2i+1)}{n}\right]; \\ y'_i = R\sin\left[\varphi'_{3D} + \frac{\pi(2i-1)}{n}\right]: \\ z'_i = 0, \end{cases} \quad (1)$$

φ_{3D} - φ'_{3D} - угол поворота платы относительно вала электродвигателя 6; x'_i, y'_i, z'_i, - координаты *i*-й точки крепления поршня в системе координат $x'Oy'z'$.

Пересчет координат из системы $x'Oy'z'$ в систему $xOyz$ осуществляется по зависимости:

$$\begin{pmatrix} x''_i \\ y''_i \\ z''_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin\gamma & 0 & \cos\gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos\gamma & 0 & \sin\gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x'_i \\ y'_i \\ z'_i \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где x''_i, y''_i, z''_i - координаты x'_i, y'_i, z'_i в системе координат $xOyz$.

Из формулы для расчета длины штанги по координатам ее конечных точек могут быть получены значения координат *z* поршней в системе координат $xOyz$

$$z_i = \sqrt{L^2 - (x_i - x''_i)^2 - (y_i - y''_i)^2}. \quad (3)$$

Направляющий вектор пространственного положения *i*-й штанги в системе координат $xOyz$ определяется следующим образом:

$$\boldsymbol{\rho}_i = \begin{pmatrix} \rho_{ix} \\ \rho_{iy} \\ \rho_{iz} \end{pmatrix} = \frac{1}{\sqrt{(x_i - x_i'')^2 + (y_i - y_i'')^2 + (z_i - z_i'')^2}} \begin{pmatrix} x_i - x_i'' \\ y_i - y_i'' \\ z_i - z_i'' \end{pmatrix}, \tag{4}$$

где $\rho_{ix,}\, \rho_{iy}, \rho_{iz}$ - проекции вектора на оси *x*, *y*, *z*, соответственно; x_i , y_i - координаты *i*-го поршня, определяемые системой (18); z_i - координата *i*-го поршня, определяемая выражением (3); x_i'' , y_i'' , z_i'' -координаты точек шарнирного соединения штока и платы, определяемые матричным уравнением (2).

С учетом (4) угол φ_i между штоком и нормалью к плоскости поршня определяется по зависимости:

$$\phi_i = \arccos \frac{z_i - z''}{\sqrt{(x_i - x_i'')^2 + (y_i - y_i'')^2 + (z_i - z_i'')^2}}. \tag{5}$$

Нормаль к плоскости платы определяется в виде

$$\boldsymbol{\rho}_N = \begin{pmatrix} \rho_{Nx} \\ \rho_{Ny} \\ \rho_{Nz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sin\gamma \\ 0 \\ \cos\gamma \end{pmatrix}. \tag{6}$$

С учетом (4) и (6) угол ϕ_i между штоком и нормалью к плоскости платы определяется выражением:

$$\phi_i' = \arccos\left(\rho_{ix}\rho_{Nx} + \rho_{iy}\rho_{Ny} + \rho_{iz}\rho_{Nz}\right) = \arccos\left(\rho_{ix}\sin\gamma + \rho_{iz}\cos\gamma\right). \tag{7}$$

Гидронасос работает следующим образом. Крутящий момент μ, создаваемый на валу гидронасоса электродвигателем, уравновешивается моментами, создаваемыми поршнями, находящимися под давлением P_0:

$$\mu(t) = \sum_{i=1}^{n} \mu_i(t), \tag{8}$$

где $\mu(t)$ - суммарный момент на валу гидропривода; $\mu_i(t)$ - момент, создаваемы *i*-м поршнем на валу; *n* - количество поршней, подключенных к выходной магистрали.

Для определения объемного расхода рабочей жидкости следует оценить положение поршней во всех цилиндрах, одновременно находящихся под давлением P_0 . Положения поршней определяются зависимостью (3), а выражение для суммарного объемного расхода может быть получено путем дифференцирования суммы положений штоков цилиндров расходов по времени:

$$Q(t) = \kappa_Q \sum_{i=0}^{n/2-1} \frac{dz_i\left[\varphi_{3D,i}(t)\right]}{dt} = \kappa_Q \sum_{i=0}^{n/2-1} \frac{dz_i\left[\varphi_{3D,i}(t)\right]}{d\varphi_{3D,i}(t)} \frac{d\varphi_{3D,i}(t)}{dt}, \tag{17}$$

где $z_i\left[\theta_i(t)\right]$ - положение *i*-го поршня в текущий момент времени *t*, определяемое по зависимости (3); $\varphi_{3D,i}(t)$ - угловое положение *i*-го поршня в текущий момент времени *t*; κ_Q - коэффициент пропорциональности.

Но

$$\frac{d\varphi_{3D,i}(t)}{dt} = \text{const}_i = \theta(s) + \frac{2\pi}{n} f_{3D}$$

следовательно,

$$Q(t) = \kappa_Q' \left[\theta(t) + \frac{2\pi}{n} f_{3D} \right], \tag{18}$$

где $\kappa_Q' = \kappa_Q \sum_{i=0}^{n/2-1} \frac{dz_i\left[\varphi_{3,i}(t)\right]}{d\varphi_{3,i}(t)}$.

С другой стороны, суммарный расход рабочей жидкости определяется разностью давлений в напорной магистрали и рабочих полостях исполнительных гидромеханизмов, данном случае линейного гидропривода:

$$Q(t) = \vartheta f_1 \left[P_0(t) - P_1(t)\right]^{1/2} + \vartheta f_2 \left[P_0(t) - P_2(t)\right]^{1/2}, \tag{19}$$

где $P_0(t)$ - давление в рабочих на данный момент цилиндрах гидропривода и магистрали; f_1 - площадь эффективного сечения дросселя, через который осуществляется наполнение рабочей жидкостью первой полости линейного гидроцилиндра; f_2 - площадь эффективного сечения дросселя, через который осуществляется наполнение рабочей жидкостью второй полости линейного гидропривода; $P_0(t)$ - давление в магистрали; $P_1(t)$, $P_2(t)$ - давления в рабочих полостях линейного гидропривода.

Из вышеприведенной системы уравнений, описывающей кинематические связи и силовое взаимодействие узлов гидронасоса, а также из зависимости (18), может быть получена система, связывающая входное силовое воздействие (μ, f_{3D}, Θ) и выходные силовые параметры (P_0, Q) насоса.

$$\begin{cases} J_p \ddot{\Theta}(t) + \eta_p \left(\frac{2\pi}{n} f_{3D}(t) - \dot{\Theta}(t) \right) = \kappa_{P0,\mu} \cdot P_0(t); \\ Q(t) = \vartheta f_1(t) \left[P_0(t) - P_1(t)\right]^{1/2} + \vartheta f_2(t) \left[P_0(t) - P_2(t)\right]^{1/2}; \\ Q(t) = \kappa_Q' \left[\frac{2\pi}{n} f_{3D}(t) - \dot{\Theta}(t) \right], \end{cases} \tag{20}$$

где $\frac{2\pi}{n} f_{3D}(t) - \dot{\Theta}(t)$ - угловая скорость вала насоса с учетом скольжения; f_{3D} - const после выбора режима бурения, поэтому $\frac{df_{3D}}{dt} = 0$.

Линеаризация второго уравнения системы (19) и переход к операторной форме представления дифференциальных уравнения дает следующую систему:

$$\begin{cases} \left(J_p s + \eta_p\right)\left[\theta(s) + \frac{2\pi}{n} f_{3D}(s)\right] = \kappa_{P0,\mu} \cdot P_0(s); \\ Q(s) = a_{f,1,1} f_1(s) + a_{f,2,1} f_2(s) + a_{P,0,1} P_0(s) \\ + a_{P,1,1} P_1(s) + a_{P,2,1} P_2(s); \\ Q(s) = \kappa'_Q\left[\theta(s) + \frac{2\pi}{n} f_{3D}\right], \end{cases} \tag{21}$$

где s - оператор дифференцирования (переменная Лапласа; $Q(s)$ - изображение расхода рабочей жидкости по Лапласу; $f_1(s)$ - изображение переменного значения эффективного сечения первого клапана, через который производится наполнение первой рабочей полости линейного гидропривода, по Лапласу: $f_2(s)$ - изображение переменного значения эффективного сечения первого клапана, через который производится наполнение второй рабочей полости линейного гидропривода, по Лапласу, $P_0(s)$ - изображение давления в напорной магистрали по Лапласу; $P_1(s)$, $P_2(s)$ - изображение давлений в рабочих полостях линейного гидропривода по Лапласу; $\tilde{f}_1$, $\tilde{f}_2$, $\tilde{P}_0$, $\tilde{P}_1$, $\tilde{P}_2$ - точки, в которых осуществлялось разложение функции расхода через соответствующие клапаны, в ряд Тейлора;

$$a_{f,1,1} = \left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_1\right)^{1/2}; \; a_{f,2,1} = \left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_1\right)^{1/2}; \; a_{P,1,1} = -\tilde{f}_1\left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_1\right)^{-1/2};$$

$$a_{P,2,1} = -\tilde{f}_2\left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_2\right)^{-1/2}; \; a_{P,0,1} = \tilde{f}_1\left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_1\right)^{-1/2} + \tilde{f}_2\left(\tilde{P}_0 - \tilde{P}_2\right)^{-1/2}.$$

Функциональная схема линейного гидропривода двустороннего действия приведена на рис. 2.

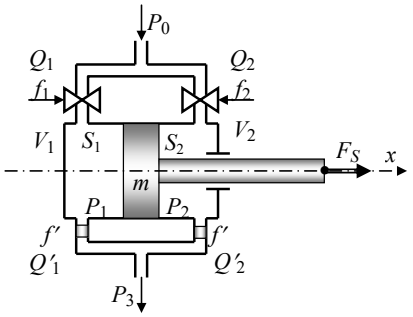

Рис. 2. Линейный гидропривод двустороннего действия

В состав привода входит поршень, цилиндр с двумя проточными полостями, V_1 и V_2, регулируемые клапаны f_1 и f_2, нерегулируемые дроссели f'_1 и f'_2 и шток F_{11}. Ход штока x и сила F_{11}, направленная вдоль штока, являются выходными параметрами привода. При описании привода двустороннего действия с прямым ходом штока примем следующие дополнительные допущения:

масса подвижных частей штока отнесена к массе поршня m;

вязкое трение в подвижных частях штока также учтено при описании каната;

привод жестко установлен на основание;

упругость штока и продольная упругость цилиндра пренебрежимо малы по сравнению с упругостью каната;

в гидросистеме циркулирует вязкая несжимаемая жидкость;

давление P_1 в полости V_1 и давление P_2 в полости V_2 обеспечивается двумя регулируемыми клапанами с эффективными площадями сечения f_1 и f_2, соответственно;

дроссели на выходах полостей цилиндров имеют одинаковые эффективные площади $f'_1 = f'_2 = f_3$;

перетекание рабочей жидкости из одной полости в другую отсутствует;

трубопроводы считаются линиями с сосредоточенными параметрами, гидравлические сопротивления трубопроводов отнесены к сопротивлениям соответствующих регулируемых клапанов и выходных дросселей.

С учетом принятых допущений объемные расходы рабочего тела через первый и второй регулируемые клапаны определяются зависимостями:

$$Q_1(t) = C_1 f_1(t)\sqrt{\frac{2\left[P_0(t) - P_1(t)\right]}{\rho}}; \tag{3}$$

$$Q_2(t) = C_2 f_2(t)\sqrt{\frac{2\left[P_0(t) - P_2(t)\right]}{\rho}}, \tag{4}$$

где C_1, C_2 - коэффициент расхода через первый и второй регулируемые клапаны; $f_1(t)$, $f_2(t)$ - площади проходных сечений первого и второго регулируемых клапанов, являющиеся управляющими воздействиями в приводе; ρ - плотность жидкости; $P_0(t) - P_1$ - перепад давления на первом регулируемом клапане; $P_0(t) - P_2(t)$ - перепад давления на втором регулируемом клапане; $P_0(t)$ - давление рабочей жидкости на входе в привод; *t* - время.

Суммарный объемный расход рабочей жидкости из полостей гидропривода через выходные дроссели с учетом симметрии устройства и постоянства проходных сечений выходных отверстий определяются в виде

$$Q'(t) = Q'_1(t) + Q'_2(t) = \vartheta' f' \left[\sqrt{P_1(t) - P_3} + \sqrt{P_1(t) - P_3} \right]; \quad (6)$$

где $Q'_1(t) = \vartheta' f' \sqrt{P_1(t) - P_3}$ и $Q'_2(t) = \vartheta' f' \sqrt{P_2(t) - P_3}$ - объемные расходы жидкости через первый и второй неуправляемые дроссели, соответственно; $\vartheta' = \tilde{N}' \sqrt{\frac{2}{\rho}}$; f' - площади проходных сечений неуправляемых дросселей; P_3 - атмосферное давление; $\tilde{N}'$ - коэффициент расхода через первый и второй выходные дроссели.

Поток является ламинарным, поэтому уравнение неразрывности имеет вид

$$Q'(t) = Q(t) = \vartheta' f' \left[\sqrt{P_1(t) - P_3} + \sqrt{P_1(t) - P_3} \right] \quad (6\text{-}1)$$

С учетом невысокого быстродействия привода, потоки жидкости в первой и второй полостях можно считать ламинарными, поэтому для них может быть записано уравнение неразрывности:

$$\begin{aligned} \vartheta f_1(t) \sqrt{P_0(t) - P_1(t)} &= \vartheta' f' \sqrt{P_1(t) - P_3} + S\dot{x}; \\ \vartheta f_2(t) \sqrt{P_0(t) - P_2(t)} &= \vartheta' f' \sqrt{P_2(t) - P_3} - S\dot{x}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $Q_1 = S\frac{dx}{dt} + Q'_1$; $Q_2 = -S\frac{dx}{dt} + Q'_2$; $\dot{x}$ - скорость движения штока; *S* - площадь поршня, одинаковая для левой и правой полостей.

Таким образом, построена аналитическая модель функционирования насоса с учетом воздействия частотного управляющего фактора.

Список литературы

1. Абубакиров В.Ф., Архангельский В.А., Буримов Ю.Г., Малкин И.Б. Буровое оборудование: справочник: в 2 т. Т. 1. М.: Недра, 2000.
2. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование / под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. Екатеринбург: УГГА, 2002. 592 с.
3. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: учебник. М.: Недра, 1988. 501 с.
4. Денисов П.Г. Сооружение буровых: учебник. М.: Недра, 1989. 397с.
5. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы: учеб ник. М.: Недра, 1989. 396 с.
6. Проталов В.Н., Султанов Б.З., Кривенков С.В. Эксплуатация оборудования для бурения скважин и нефтегазодобычи: учебник. М.: Недра, 2004.
7. Солод В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы: учебник для вузов / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. М.: Недра, 1981. 503 с.
8. Горные машины и комплексы: учебное пособие для курсового проектирования/ А.А. Хорешок, А.М. Цехин, Л.Е. Маметьев [и др.]. Горные машины и комплексы, 2026-08-10. Электрон. дан. (1 файл). Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачёва, 2018, 156 с.
9. Новоселов О.Н. Основы теории и расчета информационно–измерительных систем / О.Н. Новоселов, А.Ф. Фомин. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.
10. Калашников В.И. Информационно–измерительная техника и технологии: учеб. для вузов / В.И. Калашников [и др.]; под ред. Г.Г. Раннева. М.: Высш. шк., 2002. 454 с.
11. Марутов В.А. Гидроцилиндры / В.А. Марутов, С.А. Павловский. М.: Машиностроение, 1966. 169 с.
12. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта [и др.]. М.: Машиностроение, 1969. 628 с.
13. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 607 с.
14. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для вузов / Т.М. Башта [и др.]. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
15. Берман В.М. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин / В.М. Берман, В.Н. Верескунов, И.А. Цетнарский. М.: Недра, 1982. 206 с.
16. Фам Т.Л. Разработка системы автоматического управления скоростью вращения и подачи долота бурового станка СБШ-250МН-32Т // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. Вып. 5. С. 216-224.
17. Фам Т.Л. Исследование информационно-измерительной и управляющей системы проходческого комбайна // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. Вып. 9. С. 46-52.

Акименко Татьяна Алексеевна, канд. техн. наук, доцент, tantan72@mail.ru, Россия, Тула, Тульский государственный университет,

Ларкин Евгений Васильевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой, elarkin@mail.ru, Россия, Тула, Тульский государственный университет,

Фам Тхань Лием, аспирант, phamthanhliem1982@gmail.com, Россия, Тула, Тульский государственный университет

HYDRAULIC TRANSMISSION MODEL

T.A. Akimenko, E.V. Larkin, Pham Thanh Liem

An analytical model of the functioning of the hydraulic pump of a drilling machine has been constructed. A functional diagram of a linear double-acting hydraulic drive is presented. Expressions are obtained to determine the total volumetric flow rate of the working fluid from the cavities of the hydraulic drive through the output chokes, taking into account the symmetry of the device and the constancy of the flow sections of the outlet openings.

Key words: drilling rig, hydraulic drive, hydraulic pump, piston, working fluid, throttles, volumetric flow.

Akimenko Tatiana Alekceevna, candidate of technical sciences, docent, tantan72@mail.ru, Russia, Tula, Tula State University,

Larkin Eugene Vasilyevich, doctor of technical science, professor, head of chair, elarkin@mail.ru, Russia, Tula, Tula State University,

Pham Thanh Liem, postgraduate, phamthanhliem1982@gmail.com, Russia, Tula, Tula State University

УДК 004.414.32
DOI: 10.24412/2071-6168-2023-11-59-60

МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ИЗОБРАЖЕНИЙ

Н.Б. Назаров, И.Н. Набродова

Рассмотрены преимущества и недостатки различных систем для улучшения качества изображения, а также возможности и ограничения, существующих нейросетей. А также были рассмотрены алгоритмы и методы предобработки изображений, которые можно использовать при создании автоматизированной системы для улучшений качества изображения.

Ключевые слова: гистограмма, нелинейная коррекция, линейная коррекция, шум и шумоподавление, гамма-коррекция, логарифмическая коррекция.

Являясь важным мультимедийным информационным носителем, изображение содержит богатую информацию и прочно вошло в повседневную жизнь современного человека. С быстрым развитием технологий постоянно появляются приложения, связанные с графической обработкой, такие как классификация целей на основе изображений и распознавание целей для обработки и улучшения, что делает процесс обработки более удобным [1].

Улучшение и реконструкция изображения являются основными этапами обработки многих систем реального зрения. Их цель состоит в том, чтобы улучшить визуальное качество изображений и предоставить достоверную информацию для последующего визуального принятия решений.

В наши дни развитие технологий уже достигло такого уровня, что нейросети доступны всем желающим – существуют сервисы, которые позволяют пользоваться новыми разработками каждому, кому нужна помощь вычислительных технологий [2].

Цифровая обработка изображений – это использование возможностей компьютера для обработки цифровых изображений с помощью различных алгоритмов. Цифровая обработка изображений имеет множество преимуществ перед аналоговой обработкой изображений. Это позволяет применять к входным данным более широкий спектр алгоритмов и позволяет избежать таких проблем, как накопление шума и искажений во время обработки. Поскольку изображения определяются в двух измерениях (x и y), цифровая обработка изображений может быть смоделирована в виде многомерных систем (например, матрицы или диаграммы по различным параметрам). На создание и развитие цифровой обработки изображений в основном влияют три фактора: во-первых, развитие компьютеров; во-вторых, развитие математики; в-третьих, спрос на широкий спектр приложений в различных сферах деятельности (сельском хозяйстве, военном деле, промышленности и медицине).

Цифровая обработка изображений позволяет использовать гораздо более сложные алгоритмы и, следовательно, может предложить, как более сложную производительность при выполнении простых задач, так и реализацию методов, которые были бы невозможны аналоговыми средствами. Некоторые методы, которые используются в цифровой обработке изображений, включают: редактирование изображений, восстановление изображения, независимый компонентный анализ, линейная фильтрация, нейронные сети, дифференциальные уравнения в частных производных, пикселизация, сопоставление точечных объектов, анализ основных компонентов [3].

Существуют различные методы обработки изображений, рассмотрим некоторые из них:

1. Гистограмма – график распределения полутонов изображения, в котором по горизонтальной оси представлена яркость, а по вертикали – относительное число пикселов с данным значением яркости. Гистограмма изображения позволяет оценить количество и разнообразие оттенков изображения, а также общий уровень яркости изображения. Данный алгоритм позволит понять, какие цвета преобладают, чтобы принять дальнейшие решения. Например, в фотографии, сделанной при освещении с лампой накаливания, будут преобладать желтый или красные цвета. На гистограмме данные оттенки будут иметь повышенный график [4].