

**ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ БЕЗ УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ
НА ДИНАМИКУ ГИДРОПРИВОДА ЛЕСОПОГРУЗЧИКА**

В статье рассматриваются вопросы о влиянии температуры рабочей жидкости на динамику гидропривода подъема стрелы с грузом и поворотного основания. По результатам математических расчетов автора, наибольшее влияние температуры рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы. Влияние температуры рабочей жидкости на движение поворотного основания сказывается в меньшей степени, что обусловлено наличием большого местного сопротивления в виде дросселя.

Ключевые слова: гидравлический привод, динамические нагрузки, вязкость, рабочая жидкость, лесопогрузчик.

Е.А. Mandrakov

**THE INFLUENCE OF THE WORKING LIQUID TEMPERATURE WITHOUT TAKING INTO ACCOUNT
THE COMPRESSIBILITY ON THE LOGGER HYDRAULIC DRIVE DYNAMICS**

The issues on the influence of the working liquid temperature on the dynamics of the hydraulic drive of the boom raising with the load and swivel base are considered in the article. According to the results of the author's mathematical calculations, the greatest influence of the working liquid temperature is revealed in the initial period of the boom raising. The working liquid temperature influence on the movement of the rotary base is revealed in the lesser extent, due to the large local resistance in the form of a throttle.

Key words: hydraulic drive, dynamic load, viscosity, working liquid, logger.

Введение. Динамике гидропривода лесопогрузчика посвящен ряд исследовательских работ [1–3]. В статье [1] описана кинематическая схема навесного оборудования, приведено уравнение закона сохранения энергии с учетом энергии внутренних сил и намечены пути по составлению математической модели. В работах [2, 3] рассматривается начальный этап движения стрелы при неподвижном основании и не рассматривается движение стрелы совместно с поворотным основанием. В работе [2] дано определение зависимости приведенных сил механизма подъема стрелы погрузчика к штоку гидроцилиндра от величины его хода, а в статье [3] предложена математическая модель гидропривода подъема стрелы, но она не учитывает изменения приведенной массы при движении навесного технологического оборудования.

Вязкость жидкости, под которой понимается ее сопротивление деформации сдвига, является наиболее важной характеристикой для расчета и проектирования объемного гидравлического оборудования.

Наиболее важным фактором, оказывающим влияние на вязкость, является температура. Зависимость вязкости от температуры различна для разных по составу рабочих жидкостей. Обычно с повышением температуры вязкость жидкостей уменьшается.

Вязкость рабочей жидкости оказывает непосредственное влияние на рабочие процессы и явления, происходящие как в отдельных элементах гидрооборудования, так и во всей гидросистеме. При чрезмерно высокой вязкости нарушается сплошность потока, происходит незаполнение рабочих камер насоса, возникает явление кавитации, снижаются подача и ресурс насоса [4].

Цели исследований. Изучение влияния температуры рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика.

Задачи исследований. Разработка математической модели гидропривода лесопогрузчика; реализация указанной модели на ЭВМ; проведение систематических расчетов; анализ результатов.

Материалы и методы исследований. *Описание физической модели.* При подъеме груза из положения набора в положение разгрузки на первой половине траектории движения груза вращающий момент относительно шарнира А (основания) гидроцилиндров подъема стрелы больше суммарного момента сил тяжести, приложенных к стреле и челюсти с грузом, а вращающий момент относительно шарнира D (рамы, закрепленной на базовой машине) гидроцилиндров поворота основания со стрелой меньше суммарного момента сил тяжести, приложенных к поворотному основанию, стреле и челюсти с грузом. Поэтому сначала происходит поворот стрелы относительно точки А, а затем поворот основания вместе со стрелой относи-

тельно точки D. Это позволяет рассматривать навесное оборудование как механизм с одной степенью свободы. Расчетная схема приведена на рис. 1.

Гидроцилиндры стрелы и основания имеют общие нагнетающую и сливную магистрали и разные направления действия.

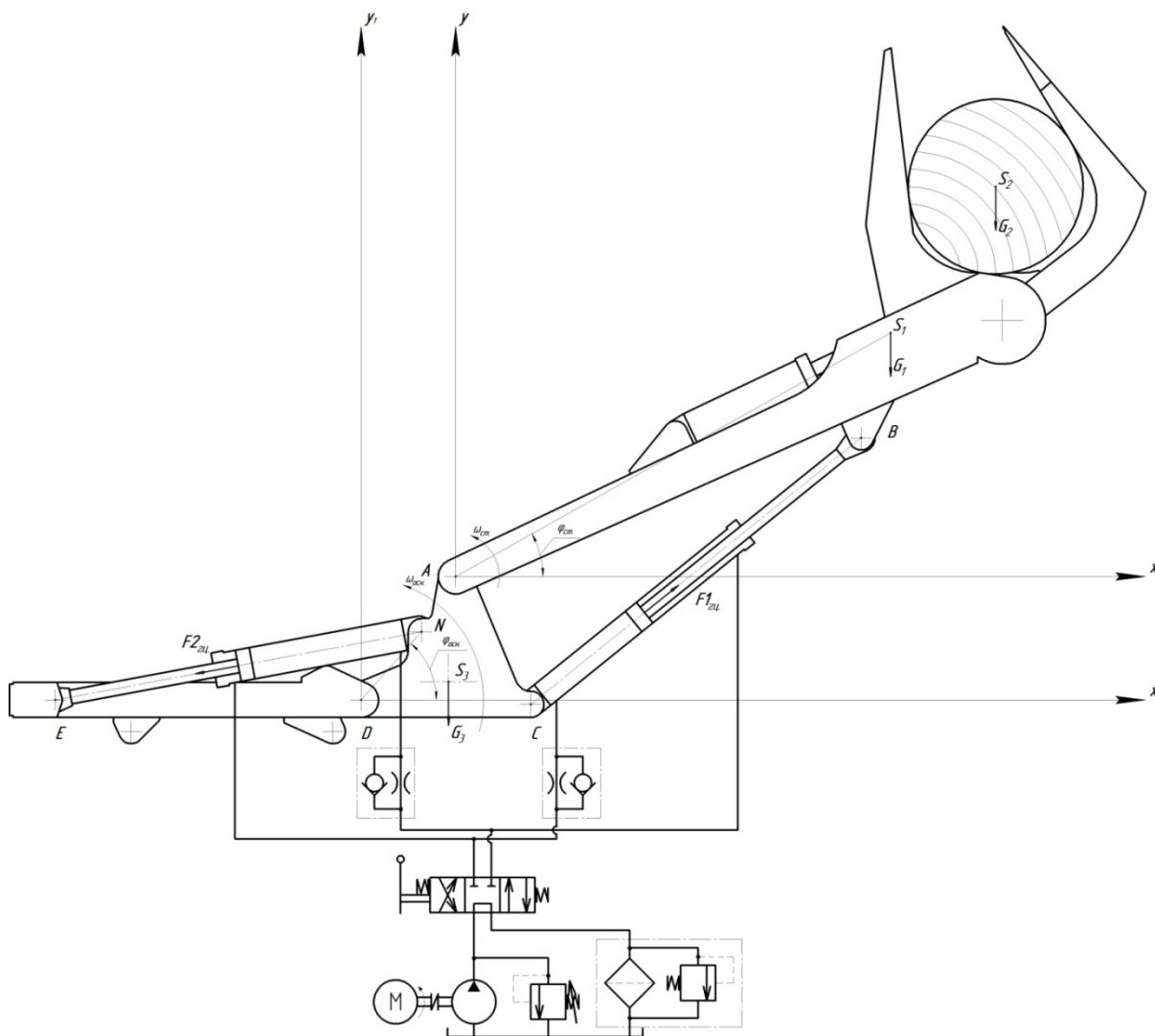


Рис. 1. Расчетная схема стрелы и поворотного основания челюстного лесопогрузчика перекидного типа ЛТ-18: $\varphi_{ст.}$, $\varphi_{осн.}$ – угол поворота соответственно стрелы и основания; $\omega_{ст.}$, $\omega_{осн.}$ – угловая скорость стрелы и основания; A, D – шарнир, относительно которого происходит поворот соответственно стрелы и основания; $F1_{гц.}$, $F2_{гц.}$ – усилия, развиваемые соответственно гидроцилиндрами стрелы и основания; S_1 , S_2 , S_3 – центр масс соответственно стрелы, груза и поворотного основания; G_1 , G_2 , G_3 – вес соответственно стрелы, груза и поворотного основания

Закон движения механизма машинного агрегата формируется под действием сил, приложенных к его звеньям. При рассмотрении лесопогрузчика учтены силы тяжести звеньев, силы давления и силы трения в гидроцилиндрах.

Выполнив приведение сил и масс, механизм с одной степенью свободы можно заменить его динамической моделью. Эта модель имеет переменный приведенный момент инерции J_{Σ}^{np} и к ней приложен сум-

марный приведенный момент M_{Σ}^{np} . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма [5].

При подъеме стрелы за начальное звено принимаем стрелу. При повороте основания за начальное звено принимаем поворотное основание, при этом стрела неподвижна относительно основания и движется вместе с ним как одно целое.

Уравнения движения в дифференциальной форме для двух участков траектории запишем в виде:

$$J_{\Sigma}^{np.cm.} \frac{d\omega_{cm.}}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np.cm.}}{d\varphi_{cm.}} \omega_{cm.}^2 = M_{\Sigma}^{np.cm.},$$

$$J_{\Sigma}^{np.осн.} \frac{d\omega_{осн.}}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np.осн.}}{d\varphi_{осн.}} \omega_{осн.}^2 = M_{\Sigma}^{np.осн.},$$
(1)

где $J_{\Sigma}^{np.cm.}$, $J_{\Sigma}^{np.осн.}$ – суммарный приведенный момент инерции соответственно к стреле и основанию; $\omega_{cm.}$, $\omega_{осн.}$ – угловая скорость соответственно стрелы и основания; $\varphi_{cm.}$, $\varphi_{осн.}$ – угол поворота соответственно стрелы и основания; $M_{\Sigma}^{np.cm.}$, $M_{\Sigma}^{np.осн.}$ – суммарный приведенный момент соответственно относительно шарнира А и шарнира D.

Математическая модель. При составлении математической модели навесное оборудование рассматривается как плоский механизм. Поскольку большинство трубопроводов обладает большой жесткостью, их упругость не учитывается.

Математическую модель с учетом перечисленных выше допущений можно записать в виде:

$$M_{ГЦ.cm.}(T, \varphi_{cm.}, \omega_{cm.}) - M_{G.cm.}(\varphi_{cm.}) = J_{np.cm.}(\varphi_{cm.}) \cdot \frac{d\omega_{cm.}}{dt} + \frac{\omega_{cm.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np.cm.}}{d\varphi_{cm.}}$$

$$Q_0 - Q_{y.cm.} - Q_{к.cm.} - Q_{1cm.}(\varphi_{cm.}, \omega_{cm.}) = 0$$

$$Q_{2cm.}(\varphi_{cm.}, \omega_{cm.}) - Q_{сл.cm.} = 0$$
(2)

$$M_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) - M_{G.осн.}(\varphi_{осн.}) = J_{np.осн.}(\varphi_{осн.}) \cdot \frac{d\omega_{осн.}}{dt} + \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np.осн.}}{d\varphi_{осн.}}$$

$$Q_0 - Q_{y.осн.} - Q_{к.осн.} - Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = 0$$

$$Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) - Q_{сл.осн.} = 0$$

где T – температура рабочей жидкости; $\varphi_{cm.}$, $\varphi_{осн.}$ – угол поворота соответственно стрелы и основания; $\omega_{cm.}$, $\omega_{осн.}$ – угловая скорость соответственно стрелы и основания; $M_{ГЦ.cm.}(T, \varphi_{cm.}, \omega_{cm.})$, $M_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.})$ – момент, развиваемый гидроцилиндрами соответственно стрелы и основания; $M_{G.cm.}(\varphi_{cm.})$, $M_{G.осн.}(\varphi_{осн.})$ – момент внешних сил относительно точки поворота соответственно стрелы и основания; $J_{np.cm.}(\varphi_{cm.})$, $J_{np.осн.}(\varphi_{осн.})$ – приведенный момент инерции соответственно к стреле и основанию; Q_0 – подача насоса; $Q_{y.cm.}$, $Q_{y.осн.}$ – расход, вызванный утечками рабочей жидкости соответственно при движении стрелы и основания; $Q_{к.cm.}$, $Q_{к.осн.}$ – расход жидкости через предохранительный клапан соответственно при движении стрелы и основания; $Q_{1cm.}(\varphi_{cm.}, \omega_{cm.})$, $Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})$ – расход жидкости, поступающий соответственно в поршневые полости гидроцилиндров стрелы и штоковые основания; $Q_{2cm.}(\varphi_{cm.}, \omega_{cm.})$, $Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})$ – расход жидкости, вытесняемой соответственно из штоковых полостей гидроцилиндров стрелы и поршневых полостей гидроцилиндров основания; $Q_{сл.cm.}$, $Q_{сл.осн.}$ – расход жидкости в сливных трубопроводах соответственно гидроцилиндров стрелы и основания.

Зависимости момента от температуры рабочей жидкости, угла поворота и угловой скорости соответственно гидроцилиндров стрелы и гидроцилиндров поворотного основания запишем в виде [6]:

$$M_{ГЦ.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) = F_{ГЦ.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \cdot AB \cdot \frac{AC}{BC(\varphi_{ст.})} \cdot \sin(\varphi_{ст.} + \theta - \delta);$$

$$M_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = F_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \cdot DN \cdot \frac{DE}{EN(\varphi_{осн.})} \cdot \sin(\pi - \varphi_{осн.}).$$

Зависимость усилия от температуры рабочей жидкости, угла поворота и угловой скорости, развиваемого соответственно гидроцилиндрами стрелы и гидроцилиндрами поворотного основания, найдем по формулам:

$$F_{ГЦ.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) = \left(z_1 \cdot S_{1ст.} \cdot \left(\left(P_{н.макс} - \left(\frac{P_{н.макс} - P_{к}}{Q_0} \right) \right) \cdot Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \right) \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \leq Q_0) + \right. \\ \left. + \left(\left(P_{к} \cdot \left(\frac{Q_{макс} - Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.})}{Q_{макс} - Q_0} \right) \right) \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) > Q_0) - \Delta p_{в.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) - \Delta p_{н.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) - \right. \\ \left. - z_1 \cdot S_{2ст.} \cdot \Delta p_{с.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \right) - z_1 \cdot F_{1мп.ст.}$$

$$F_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = \left(z_2 \cdot S_{1осн.} \cdot \left(\left(P_{н.макс} - \left(\frac{P_{н.макс} - P_{к}}{Q_0} \right) \right) \cdot Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \right) \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \leq Q_0) + \right. \\ \left. + \left(P_{к} \cdot \left(\frac{Q_{макс} - Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{Q_{макс} - Q_0} \right) \right) \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) > Q_0) - \Delta p_{в.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) - \Delta p_{н.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) - \right. \\ \left. - z_2 \cdot S_{2осн.} \cdot (\Delta p_{с.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) + \Delta p_{др.осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})) \right) - z_2 \cdot F_{2мп.осн.}$$

Определим зависимость путевых и местных потерь давления от температуры рабочей жидкости, угла поворота и угловой скорости соответственно во всасывающей, напорной и сливной гидролинии гидроцилиндра стрелы:

$$\Delta p_{в.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{в.ст.} + l_{в.экв.ст.})}{2 \cdot d_{в.ст.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.})}{S_{в.ст.}} \right) \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \leq Q_{кр.в.ст.}) + \\ + \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{в.ст.} + l_{в.экв.ст.})}{2 \cdot d_{в.ст.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.})}{S_{в.ст.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) > Q_{кр.в.ст.})$$

$$\Delta p_{н.ст.}(T, \varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{н.ст.} + l_{н.экв.ст.})}{2 \cdot d_{н.ст.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.})}{S_{н.ст.}} \right) \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) \leq Q_{кр.н.ст.}) + \\ + \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{н.ст.} + l_{н.экв.ст.})}{2 \cdot d_{н.ст.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.})}{S_{н.ст.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{1ст.}(\varphi_{ст.}, \omega_{ст.}) > Q_{кр.н.ст.})$$

$$\Delta p_{c.см.}(T, \varphi_{см.}, \omega_{см.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{c.см.} + l_{c.экв.см.})}{2 \cdot d_{c.см.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{2см.}(\varphi_{см.}, \omega_{см.})}{S_{c.см.}} \right) \cdot (Q_{2см.}(\varphi_{см.}, \omega_{см.}) \leq Q_{кр.с.см.}) +$$

$$+ \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{c.см.} + l_{c.экв.см.})}{2 \cdot d_{c.см.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{2см.}(\varphi_{см.}, \omega_{см.})}{S_{c.см.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{2см.}(\varphi_{см.}, \omega_{см.}) > Q_{кр.с.см.})$$

Определим зависимость путевых и местных потерь давления от температуры рабочей жидкости, угла поворота и угловой скорости соответственно во всасывающей, напорной и сливной гидролинии гидроцилиндра поворотного основания:

$$\Delta p_{в.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{в.осн.} + l_{в.экв.осн.})}{2 \cdot d_{в.осн.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{в.осн.}} \right) \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \leq Q_{кр.в.осн.}) +$$

$$+ \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{в.осн.} + l_{в.экв.осн.})}{2 \cdot d_{в.осн.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{в.осн.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) > Q_{кр.в.осн.})$$

$$\Delta p_{н.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{н.осн.} + l_{н.экв.осн.})}{2 \cdot d_{н.осн.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{н.осн.}} \right) \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \leq Q_{кр.н.осн.}) +$$

$$+ \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{н.осн.} + l_{н.экв.осн.})}{2 \cdot d_{н.осн.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{н.осн.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{1осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) > Q_{кр.н.осн.})$$

$$\Delta p_{с.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = \frac{75 \cdot \nu(T) \cdot \rho \cdot (l_{с.осн.} + l_{с.экв.осн.})}{2 \cdot d_{с.осн.}^2} \cdot \left(\frac{Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{с.осн.}} \right) \cdot (Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) \leq Q_{кр.с.осн.}) +$$

$$+ \frac{0,3164 \cdot \nu(T)^{0,25} \cdot \rho \cdot (l_{с.осн.} + l_{с.экв.осн.})}{2 \cdot d_{с.осн.}^{1,25}} \cdot \left(\frac{Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{с.осн.}} \right)^{1,75} \cdot (Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) > Q_{кр.с.осн.})$$

Зависимость потери давления от угла поворота и угловой скорости на дросселе гидроцилиндра поворотного основания найдем по формуле:

$$\Delta p_{др.осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) = \frac{\xi_{с.др} \cdot \rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{2осн.}(\varphi_{осн.}, \omega_{осн.})}{S_{с.осн.}} \right)^2$$

Для расчета в программе MathCAD систему уравнений (2) представим в форме Коши:

$$\frac{d\varphi_{см.}}{dt} = \omega_{см.}$$

$$\frac{d\omega_{см.}}{dt} = \frac{1}{J_{пр.см.}(\varphi_{см.})} \cdot \left(M_{ГЦ.см.}(T, \varphi_{см.}, \omega_{см.}) - M_{G.см.}(\varphi_{см.}) - \frac{\omega_{см.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.см.}}{d\varphi_{см.}} \right) \quad (3)$$

$$\frac{d\varphi_{осн.}}{dt} = \omega_{осн.}$$

$$\frac{d\omega_{осн.}}{dt} = \frac{1}{J_{пр.осн.}(\varphi_{осн.})} \cdot \left(M_{ГЦ.осн.}(T, \varphi_{осн.}, \omega_{осн.}) - M_{G.осн.}(\varphi_{осн.}) - \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\varphi_{осн.}} \right)$$

Результаты исследований и их обсуждение. На рисунке 2, а, б приведены результаты расчета движения стрелы и поворотного основания (в, г) для разных температур рабочей жидкости без учета сжимаемости. Здесь же показаны зависимость изменения угла подъема стрелы от времени для разных температур рабочей жидкости (а) и зависимость изменения угла поворота основания от времени для разных температур рабочей жидкости (в).

Из рисунка 2, а видно, что понижение температуры рабочей жидкости приводит к увеличению времени подъема стрелы, при этом при изменении температуры рабочей жидкости от 25 до 20°C время подъема стрелы увеличивается на примерно на 1 %, а при изменении температуры рабочей жидкости от 20 до 15°C время подъема стрелы увеличивается на 9–10 %.

Из рисунка 2, в видно, что понижение температуры рабочей жидкости приводит также к увеличению времени движения поворотного основания, при этом при изменении температуры рабочей жидкости от 25 до 20°C время движения поворотного основания увеличивается на примерно на 0,5 %, а при изменении температуры рабочей жидкости от 20 до 15°C время движения поворотного основания увеличивается на 4–5 %.

Зависимость изменения угловой скорости вращения стрелы от времени для разных температур рабочей жидкости приведена на рис. 2, б, а зависимость изменения угловой скорости вращения поворотного основания от времени для разных температур рабочей жидкости на рис. 2, г.

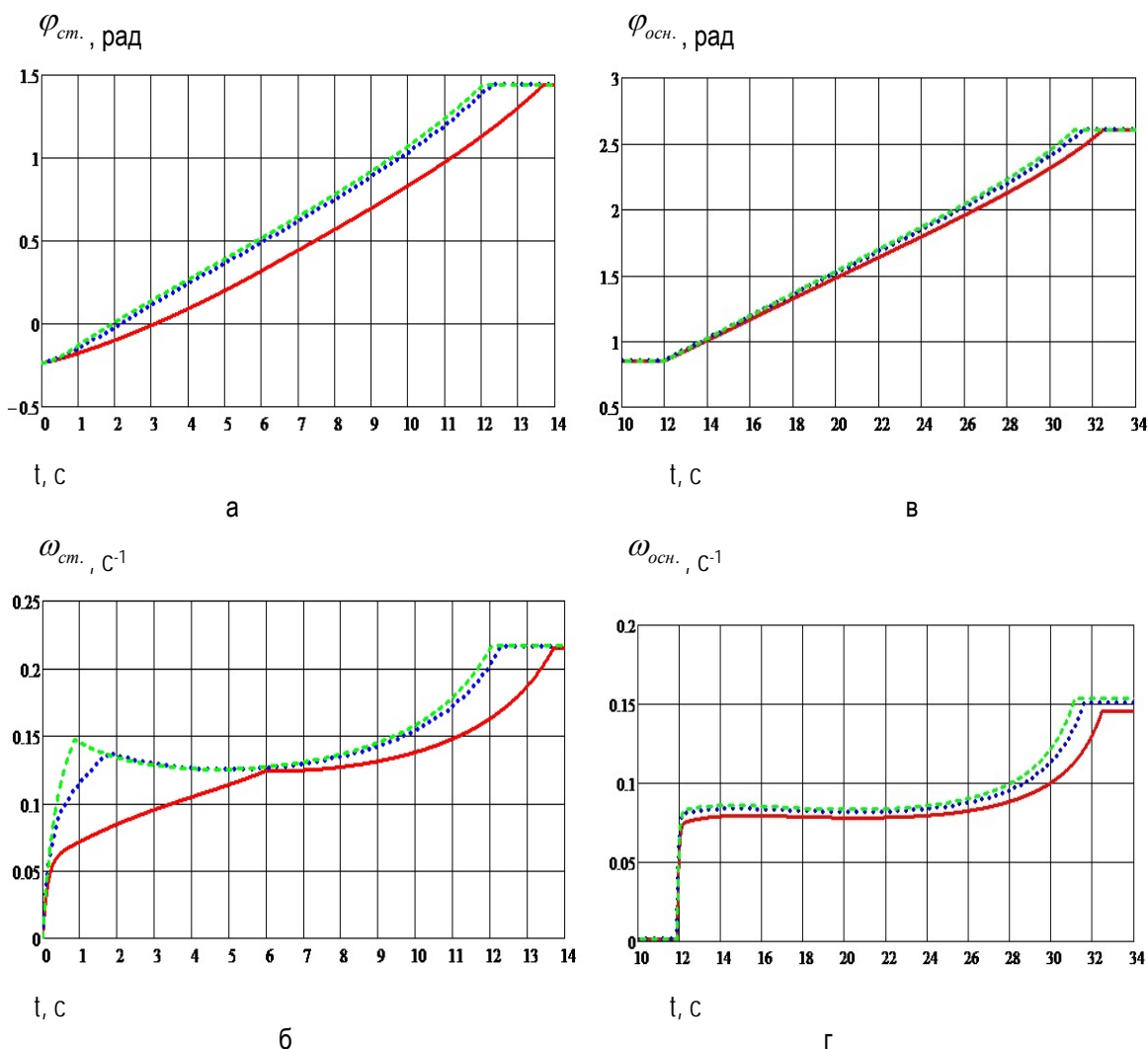


Рис. 2. Влияние температуры рабочей жидкости на время изменения угла подъема (а) и угловой скорости (б) стрелы, а также на время изменения угла поворота (в) и угловой скорости (г) основания:

— $T=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\nu=325 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$); $\bullet\bullet\bullet\bullet\bullet\bullet$ - $T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\nu=225 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$);
 --- - $T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\nu=160 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$)

Из рисунка 2, б видно, что угловая скорость вращения стрелы в начале движения достигает локального максимума, затем происходит плавное незначительное уменьшение до локального минимума, после которого происходит дальнейшее плавное увеличение до конца подъема стрелы. С понижением температуры рабочей жидкости величина локального максимума уменьшается, а время достижения этого максимума увеличивается.

На рисунке 2, г показано, что угловая скорость вращения поворотного основания в начале движения резко увеличивается, далее плавно возрастает до максимального значения в конце поворота основания. Понижение температуры рабочей жидкости не оказывает большого влияния на величину угловой скорости поворотного основания.

Заключение. Результаты расчетов показывают, что наибольшее влияние температуры рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы. Влияние температуры рабочей жидкости на движение поворотного основания сказывается в меньшей степени, что обусловлено наличием большого местного сопротивления в виде дросселя.

Литература

1. Кондрашов П.М., Мельников В.Г. Нетрадиционный метод автоматизации поочередного включения исполнительных механизмов // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. – 2000. – № 18. – С. 16–20.
2. Щеглов Е.М. Снижение динамических нагрузок в гидроприводе лесопогрузчика: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2001. – 24 с.
3. Абрамов В.В. Повышение работоспособности гидрофицированных самоходных машин дегазацией рабочей жидкости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2000. – 23 с.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
5. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
6. Мандраков Е.А., Никитин А.А. Динамика гидросистем: монография. – М.: ИНФРА-М; Красноярск: СФУ, 2014. – 128 с.



УДК 629.114.2

Н.И. Селиванов, И.А. Селиванов, Э.Г. Шрайнер

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПОТРЕБНОСТЬ В ВЫСОКОМОЩНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРАХ

Обоснованы рациональные интервалы показателей технологичности колёсных 4К4б тракторов для операционных технологий основной обработки почвы. Определена технологическая потребность и показана фактическая обеспеченность высокомоощными тракторами АПК Красноярского края.

Ключевые слова: высокомоощные тракторы, показатели технологичности, нормативы потребности, фактический состав парка.

N.I. Selivanov, I.A. Selivanov, E.G. Shreiner

THE TECHNOLOGICAL NEED IN THE POWERFUL WHEELED TRACTORS

The rational intervals of the manufacturability indicators of 4K4b wheeled tractors for the operational technologies of the main soil processing are substantiated. The technological need is determined and the actual provision of the Krasnoyarsk Territory AIC with powerful tractors is shown.

Key words: powerful tractors, manufacturability indicators, need standards, park actual composition.

Введение. Меньшие затраты мощности и топлива при наивысшей производительности с конечной оценкой себестоимости продукции являются главными критериями технического обеспечения операционных технологий обработки почвы. Поэтому внедрение ресурсосберегающих технологий почвообработки в АПК Восточной Сибири ориентировано на использование широкозахватных почвообрабатывающих и посевных комплексов с высокомоощными (свыше 205 кВт (280 л.с.)) отечественными и зарубежными тракторами колесной формулы 4К4б, которые относят к 6–8 тяговым классам по ГОСТ 27021-86 и IV категории по стандарту