

УДК: 629.73.05/06

## **Гидрообъемная передача открытого типа для раскрутки несущего винта автожира**

Мищенко В.Ю.

### **Аннотация**

В статье предлагается методика определения конструктивных и гидродинамических параметров гидрообъемной передачи, эпизодически работающей в условиях существенных инерционной и позиционной нагрузок. В качестве расчетного случая выбран процесс раскрутки ротора несущего винта автожира и определены основные параметры передачи. Получена область существования проекта гидрообъемной передачи.

### **Ключевые слова**

Автожир; насос, переливной клапан, гидромотор, обратный клапан, давление нагнетания, давление слива, тепловыделения.

Выбор принципиальной схемы гидрообъемной передачи тесно связан с характером нагружения исполнительных механизмов и режимом их работы. Проектирование гидрообъемной передачи, выбор ее принципиальной схемы, расчет конструктивных и гидродинамических параметров невозможен без анализа тактико - технических данных самого транспортного средства и его режимов работы. Остановимся на некоторых типичных гидрообъемных передачах, которые могут применяться на различных транспортных средствах и покажем влияние режима потребления на выбор гидрообъемной передачи.

Использование гидрообъемной трансмиссии в качестве привода потребителей эпизодического действия, исполнительные механизмы которых имеют нагрузку, зависящую от скорости движения выходного звена, позволяет существенно упростить схему гидросистемы. В качестве типичного потребителя эпизодического действия может быть рассмотрен несущий винт автожира, предварительная раскрутка которого перед стартом обеспечивает существенное уменьшение дистанции взлета.

После взлета винт автожира вращается от набегающего потока и гидросистема работает в режиме холостого хода, обеспечивая переход насоса на режим разгрузки по давлению. Гидросистема переходит в рабочий режим в пиковых и переходных режимах работы несущего винта, что улучшает характеристики устойчивости и управляемости автожира.

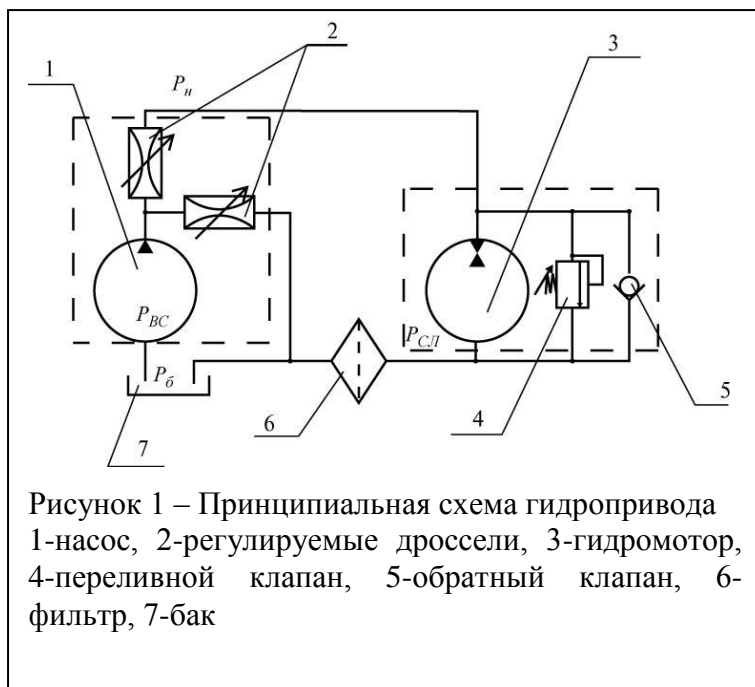
Момент сопротивления на валу несущего винта, как и для любой гидродинамической системы, пропорционален квадрату его частоты вращения. Особенности рассмотренного потребителя являются наличие существенной инерционной массы несущего винта, ограниченность мощности маршевого двигателя внутреннего сгорания, используемой, в основном, на привод тянущего или толкающего винта и соизмеримость установочной мощности гидросистемы с мощностью маршевого двигателя.

Рабочий объем гидромотора, установленного для раскрутки несущего винта, при номинальном давлении в гидросистеме должен обеспечивать преодоление максимального момента сопротивления винта на его максимальных оборотах. На всех других режимах работы несущего винта (с меньшими оборотами) величина давления нагнетания будет существенно меньше, т.е. пропорциональна квадрату частоты вращения винта.

Таким образом, для данного потребителя гидросистема может содержать насос постоянной подачи, величина которой соответствует подачи гидромотора, а регулирование скорости вращения может осуществляться дроссельным способом, т.е. перепуском части или всей рабочей жидкости в бак через дросселирующий элемент или переливной клапан.

Важным этапом выбора конструктивных и гидродинамических параметров гидрообъемной передачи данной схемы является проведение теплового расчета на режиме раскрутки винта перед взлетом, обеспечивающим приемлемый уровень температуры рабочей жидкости.

Принципиальная схема гидропривода, приведенная на рис. 1 содержит блок питания, систему регулирования, гидродвигатель. Блок питания выполнен в виде шестеренного насоса 1 с встроенными регулировочными дросселями 2. Гидродвигатель выполнен в виде гидромотора 3 с встроенными переливным и обратным клапанами 4 и 5, соответственно. В сливной гидролинии может быть установлен фильтр 6 непосредственно перед баком 7 с рабочей жидкостью.



При запуске маршевого двигателя линии нагнетания и слива должны быть закольцованы между собой одним из регулируемых дросселей 2. Момент сопротивления на валу маршевого двигателя при этом минимальный. После прогрева двигателя, непосредственно перед стартом, закрывается один из регулируемых дросселей 2, связь напорной магистрали со сливной прекращается и весь поток рабочей жидкости от насоса поступает в линию нагнетания.

Поскольку аэродинамическая нагрузка на несущем винте в этот момент времени минимальная, то инерционная нагрузка из-за, существенно, значительного момента инерции, является доминирующей.

В момент запуска весь поток рабочей жидкости направляется через переливной клапан 4 в бак. По мере раскрутки винта расход рабочей жидкости через переливной клапан 4 уменьшается и при номинальных оборотах несущего винта вся подача насоса идет к гидромотору 3. Аэродинамическая нагрузка при установившемся режиме работы является доминирующей, а инерционная нагрузка минимальной, практически, нулевой.

Непосредственно перед взлетом автожира линии нагнетания и слива необходимо с помощью дросселей 2 закольцевать и вся мощность маршевого двигателя используется для привода тянущего (или толкающего) винта. Несущий винт вначале потоком воздуха несколько тормозится, а затем, по мере разгона автожира, тормозной момент уменьшается и при скорости автожира, близкой к взлетной, несущий винт автожира раскручивается набегающим потоком.

Во время полета полости нагнетания и слива также остаются закольцованы между собой, часть потока рабочей жидкости от насоса 1 направляется к гидромотору 3, часть – в линию слива. Разность между расходом от насоса 1 к гидромотору 3 и потребным расходом к гидромотору 3 на соответствующих оборотах несущего винта компенсируется расходом через обратный клапан 5.

Для обеспечения требуемого температурного режима работы гидрообъемной передачи сопротивление регулируемых дросселей 2 при кольцевании гидрочиний нагнетания и слива должно быть минимальным.

На некоторых режимах полета часть мощности от маршевого двигателя может использоваться для дополнительной раскрутки гидромотором 3 несущего винта.

При проектировании гидротрансмиссии раскрутки винта автожира желательно иметь величины следующих параметров движителя и маршевого двигателя:

- максимальные обороты винта -  $n_{\max}$ ,
- номинальные обороты раскрутки винта гидромотором -  $n_{\text{НОМ}}$ ,
- максимальная отбираемая мощность от в зависимости от оборотов -  $N_{\max} = N_{\max}(n)$ ,
- зависимость момента сопротивления винта от частоты вращения. Момент сопротивления винта от оборотов имеет обычно квадратичную зависимость  $M_{\text{сопр}} = k\omega^2$ ,
- момент инерции винта -  $I$ ,
- передаточное отношение от вала ДВС к валу движителя -  $i_0$ .

Проведем предварительную оценку конструктивных и гидродинамических параметров гидрообъемной передачи.

При максимальных оборотах раскрутки винта  $n_{\max}$  момент сопротивления равен:

$$M_{\text{сопр}} = k\omega_{\text{НОМ}}^2.$$

Поскольку максимальные обороты винта достаточно существенно отличаются от его номинальных оборотов, при которых происходит отключение гидромотора, то установочную мощность гидромотора можно оценить следующим образом

$$N_{\text{усп}} = M_{\text{сопр}}\omega_{\max}.$$

Рабочий объем гидромашины ( $q_{\text{зм}}$ ) в этом случае равен

$$q_{\text{зм}} = \frac{N_{\text{усп}}}{\omega_{\text{зм}}^{\max} \Delta p_{\text{зм}} \cdot \eta_{\text{мех}}},$$

где  $\omega_{\text{зм}}^{\max}$  - максимальная частота вращения вала гидромоторов,

$\Delta p_{\text{зм}}$  - перепад давления на гидромоторе,

$\eta_{\text{мех}}$  - механический КПД гидромотора, принимаем  $\eta_{\text{мех}} = 0,95$

Передаточное отношение редуктора следующее

$$i_p = \frac{M_{\text{собр}}}{q_{z\text{M}} \Delta p_{z\text{M}} \eta_{\text{мех}}}$$

Обычно данным конструктивным параметрам гидромотора отвечает некоторая область, в которой в которой подбирается гидромотор, серийно выпускаемый и удовлетворяющий техническому заданию

Теоретическая подача источника питания, необходимая для работы гидромотора равна

$$Q_T = \frac{q_{z\text{M}} \omega_{\text{раскр } p}^{\text{max}} i_p}{\eta_{\text{OH}} \eta_{\text{OM}}}$$

Определяем обороты вала насоса

$$\omega_{\text{min}} = \frac{q_{z\text{M}} \omega_{\text{раскр } p}^{\text{max}} i_p}{q_H \eta_{\text{OH}} \eta_{\text{OM}}}$$

Тогда передаточное отношение от вала движителя к валу насоса определяется следующим образом

$$i_H = \frac{\omega_{\text{min}} \cdot i_0}{\omega_{\text{GB}}}$$

Проведем анализ переходного процесса раскрутки несущего винта.

В общем виде дифференциальное уравнение движения винта при его раскрутке следующее

$$J \frac{d^2 \psi(t)}{dt^2} = p_H(\psi, t) q_{z\text{M}} i_p \eta_{z\text{M}} - k \left( \frac{d\psi(t)}{dt} \right)^2,$$

где  $\psi$   $t$  - угол поворота вала несущего винта.

Будем считать, что для повышения плавности работы и реализации рекупертивного режим работы

В зависимости от параметров гидроаккумулятора, установленного в напорной гидролинии, величина давления нагнетания равна

$$p_H(t) = p_0 \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{q_H \omega_H \eta_{\text{OH}} t}{W_0} - \frac{q_{z\text{M}} i_p \psi(t)}{\eta_{z\text{M}} W_0} \right)} \right)^n,$$

где  $n$  - показатель политропы и для быстропротекающих процессах можно принять сжатие газа в гидроаккумуляторе адиабатическим ( $n = 1,41$ ), а при сравнительно медленно протекающих процессах изотермическим  $n = 1$ ,

$q_H$  - удельная теоретическая подача насоса,

$\eta_{OH}$  - объемный КПД насоса, принимаем  $\eta_{OH} = 0,95$ ,

$W_0$  - объем гидроаккумулятора,

$p_0$  - давление предварительной зарядки гидроаккумулятора, обычно  $p_0 = 0,3 \dots 0,5 p_H^{\max}$ .

Считаем давление нагнетания постоянной величиной  $p_H = \text{const}$ .

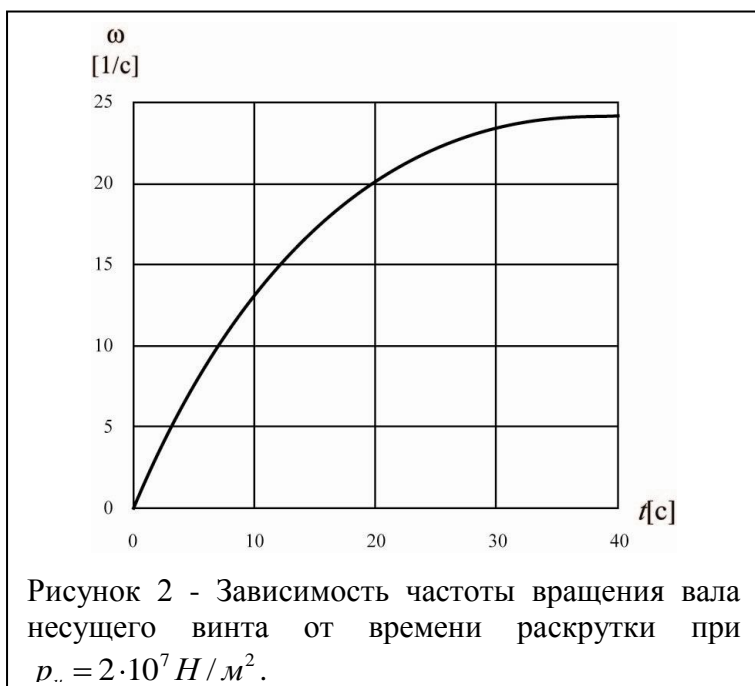
Дифференциальное уравнение движения винта следующее

$$J \frac{d\omega}{dt} = p_H q_{2M} j p_{2M} \eta_{2M} - k \omega^2,$$

которое интегрируется и решение имеет вид

$$\omega = a \left( 1 - \frac{2e^{-2abt}}{1 + e^{-2abt}} \right),$$

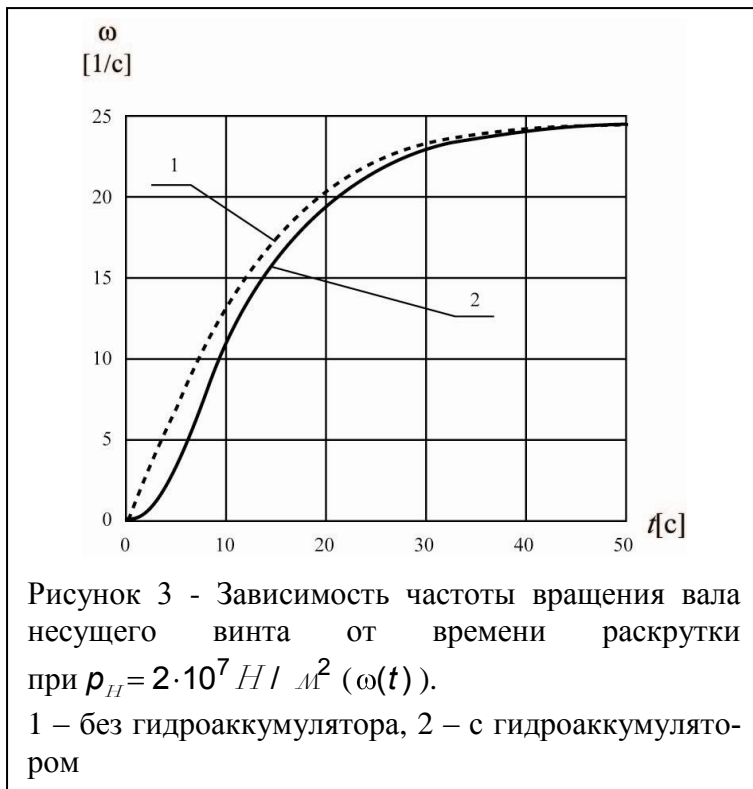
где  $a = \sqrt{\frac{p_H q_{2M} j p_{2M} \eta_{2M}}{k}}$ ,  $b = \frac{k}{J}$ .



На рисунке 2 представлена зависимость частоты вращения вала несущего винта от времени раскрутки при  $p_H = 2 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ .

Таким образом, время раскрутки несущего винта до  $n_{\max} \approx 200 \text{ об/мин}$  составляет порядка  $t \approx 30 \dots 32 \text{ сек}$ .

Данный расчетный случай соответствует установки распределителя в положение перекрывающее слив жидкости из напорной магистрали и величина давления нагнетания опре-



деляется настройкой переливного клапана. Давление настройки переливного клапана можно считать постоянным и мало зависящим от расхода рабочей жидкости через него.

Время перекладки распределителя из полностью открытого положения в закрытое во избежание гидроудара в напорном трубопроводе можно оценить по формуле [3]

$$\tau_{закр} > \frac{2L}{a} = 2 \frac{2}{10^3},$$

где  $L \approx 2M$  - длина напорного трубопровода,

$$a \geq 10^3 \text{ м/сек} - \text{ скорость}$$

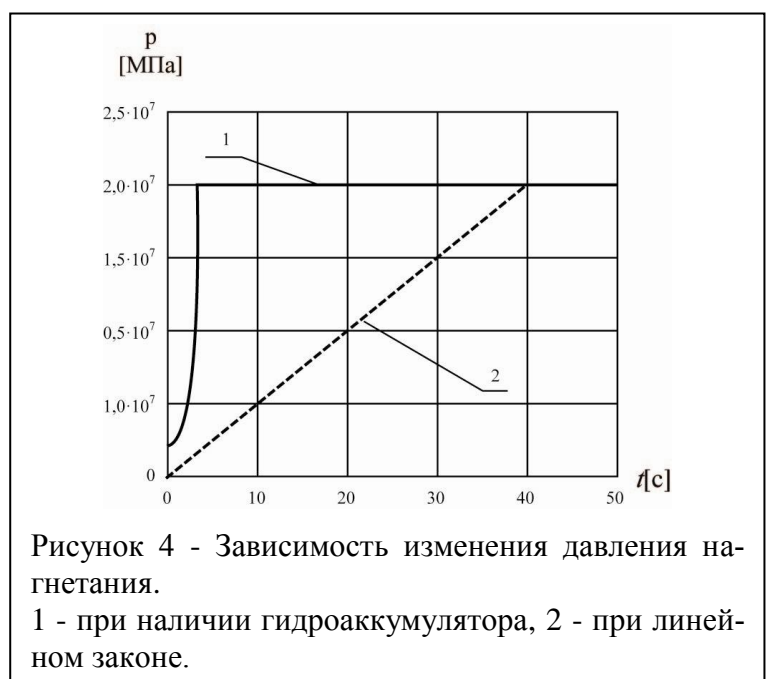
распространения ударной волны.

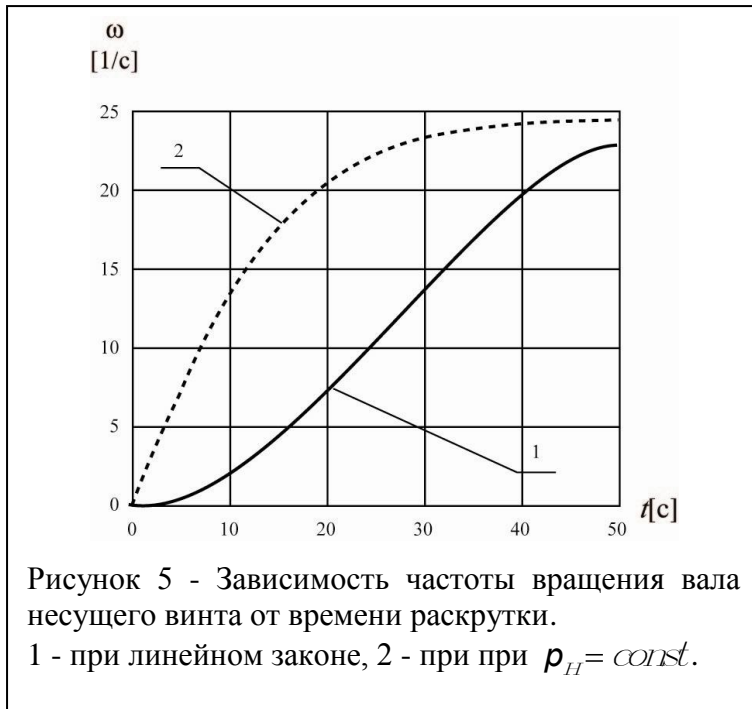
Практика показывает, что безударность соединения магистралей с перепадом давления порядка  $20 \text{ МПа}$  надежно обеспечивается при  $\tau_{закр} > 0,1 \text{ сек}$  [1].

Установка гидроаккумулятора увеличивает время раскрутки винта (рисунок 3).

Таким образом, установка гидроаккумулятора объемом  $W = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , практически, не влияет на характер раскрутки несущего винта, что связано с его большим моментом инерции и поэтому из-за существенного увеличения массы системы нецелесообразна.

Процесс раскрутки несущего винта можно увеличить по времени плавным перекрытием распределительным устройством сливной магистрали, что приведет к некоторому





снижению тепловыделений в системе и, соответственно, уменьшению температуры рабочей жидкости.

Зависимость давления нагнетания в этом случае считаем следующей:

$$p_H(t) = \frac{p_H}{40} t, \text{ если } t \leq 40 \text{ сек},$$

$$p_H(t) = p_H \text{ если } t > 40 \text{ сек}.$$

На рисунке 4 представлена зависимость изменения давления нагнетания

При линейном характере из-

менения давления нагнетания с помощью регулируемого дросселя, установленного между линиями нагнетания и слива, время раскрутки увеличивается до  $t \approx 40...45$  сек, что видно на графике, представленном на рисунке 5.

Проведем оценку тепловыделений в системе при рассмотренных вариантах раскрутки несущего винта.

Кинетическая энергия винта равна

$$E_k = J \frac{\omega^2}{2}.$$

Работа, совершаемая гидромотором, вращающим вал несущего винта

$$A_{z.M} = \int_0^t k \dot{\omega}(t) dt,$$

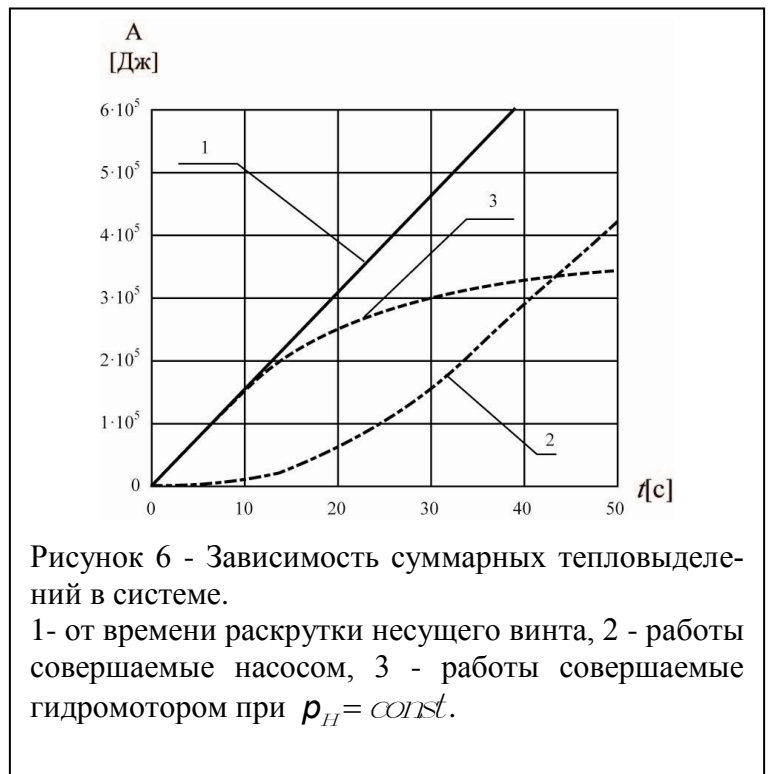
работа насоса

$$A_n = \frac{p_H q_H \omega t}{\eta_H}.$$

Тепловые потери равны

$$A_t = A_n - A_{z.M}.$$

На рисунке 6 представлена зависимость суммарных тепловыде-





лений в системе от времени раскрутки несущего винта.

Определим максимальное повышение температуры рабочей жидкости при работе гидравлической системы.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$\sum Q \cdot \Delta t = C_{pж} m_{ж} + C_{pжс} \cdot m_{жс} \Delta T ,$$

где  $\sum Q \cdot \Delta t$  - алгебраическая сумма всех тепловых потоков, причем

$$\sum Q \cdot \Delta t = A_t(t) + k_T F T_{окр} - T_{ж} ,$$

После раскрутки при стационарном тепловом режиме

$$\sum Q \cdot \Delta t = 0 .$$

При линейном изменении давления в линии нагнетания тепловыделения в системе в конце времени раскрутки увеличиваются и, практически, идентичны тепловыделениям при  $p_H = const$  (рисунок 7)

При плавном изменении давления величина суммарных тепловыделений в системе получается на 15...20% меньше, чем при резком перекрытии слива из напорной гидролинии распределительным устройством.

Определяем диаметры трубопроводов гидросистемы. При применении маловязких жидкостей типа АМГ-10 рекомендованы следующие максимальные скорости жидкости в трубопроводах [2]:

до  $v_{max} = 10 \text{ м/сек}$  - в напорных трубопроводах,

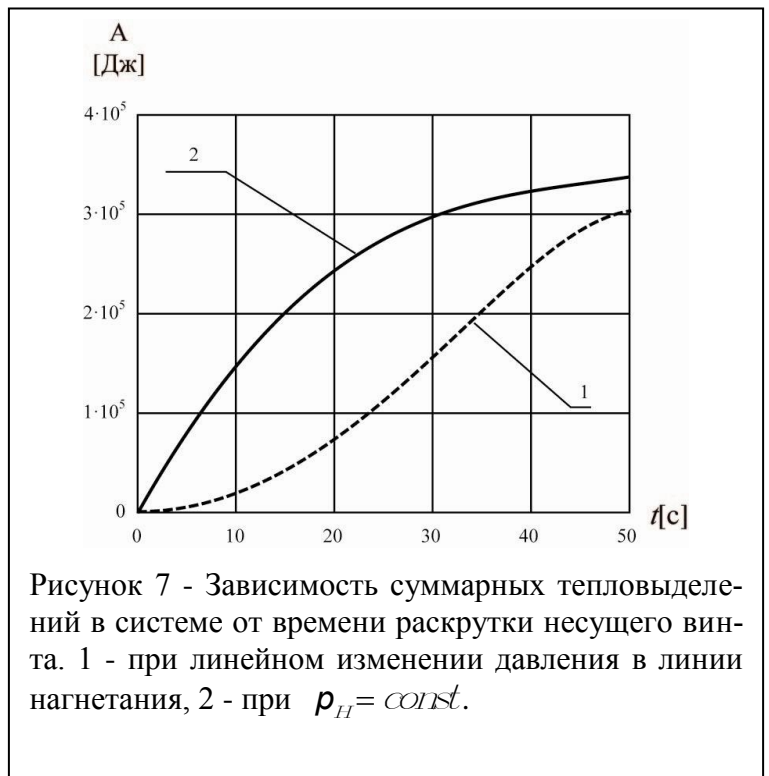
до  $v_{max} = 5 \text{ м/сек}$  - в сливных трубопроводах,

до  $v_{max} = 3 \text{ м/сек}$  - для всасывающих трубопроводов.

Максимально-возможный расход рабочей жидкости в трубопроводе равен

$$Q_{max} = \frac{q_{эм} \omega_{max} j_p}{\eta_{эм}} .$$

Определяем условные диаметры трубопроводов



$$d_y = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi \cdot v_{\max}}}.$$

Определим потери давления в трубопроводах при температуре окружающей среды  $T_0$ .

Для определения максимально возможной температуры рабочей жидкости при раскрутке несущего винта будем считать

$$A_t(t) = C_{p_{ж}} m_{ж} \Delta T + C_M m_M \Delta T + 0,5 k_T F \Delta T \Delta t,$$

где принимаем

$C_{p_{ж}} = 2100 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{°K)}$  - теплоемкость рабочей жидкости,

$m_{ж}$  - масса рабочей жидкости,

$C_M = 500 \dots 800 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{°K)}$  - средняя теплоемкость материала гидросистемы,

$m_M = 20 \dots 25 \text{ кг}$  - масса гидросистемы,

$k_T = 50 \dots 100 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{°K}$  - коэффициент теплопередачи от стенки гидросистемы

окружающей среде,

$F$  - поверхность теплообмена (суммарная поверхность бака и агрегатов гидросистемы).

Отсюда получаем приращение температуры рабочей жидкости при раскрутки винта

$$\Delta T = \frac{A_t(t)}{C_{p_{ж}} m_{ж} + C_M m_M + k_T F \Delta t}.$$

Для определения установившейся температуры рабочей жидкости после раскрутки несущего винта будем считать

$$T_{ж} = T_{окр} + \frac{1}{k_T F \Delta t} \frac{d}{dt} A_t(t) = T_{окр} + \frac{1}{k_T F \Delta t} N_{\text{винт}}.$$

Таким образом, мы имеем два режима работы гидропривода:

Раскрутка несущего винта автожира, когда основной поток рабочей жидкости идет через предохранительный клапан, что приводит к интенсивным тепловыделениям в системе. Данный режим является расчетным случаем для определения температуры рабочей жидкости.

Работа несущего винта в режиме авторотации при оборотах вала гидромотора (вплоть до форсированных), но при малой величине рабочего давления. Данный режим является также расчетным случаем для определения установившейся температуры рабочей жидкости.

### **Библиографический список**

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем, М., Машиностроение, 1974. 606 с.
2. Матвеевко А.М. и Бекасов В.И. Системы оборудования летательных аппаратов, М., Машиностроение 2005. 560 с.
3. Гавриленко Б.А. Гидравлический привод, М., Машиностроение 1978. 504 с.

### **Сведения об авторах**

Мищенко Виктор Юрьевич, старший преподаватель Московского авиационного института (государственного технического университета), телефон: +7 499 158-41-61, e-mail: vicl03@mai.ru