

О ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ВИНТОВОГО РОТАТОРА

З.К. Емтыль

Майкопский государственный технологический институт

Из ротаторов с ограниченным углом поворота эксплуатационным и технологическим требованиям наиболее соответствует предлагаемый винтовой ротатор.

Винтовой ротатор (рис. 1) работает следующим образом. При подаче рабочей жидкости через штуцер 5 в гильзу 1 поршень 2 с закрепленным на нем винтом 4 перемещается вниз и совершает вращательное движение относительно гайки 3, закрепленной в гильзе. При подаче рабочей жидкости в гильзу через штуцер 6 поршень с винтом перемещается вверх и совершает вращательное движение.

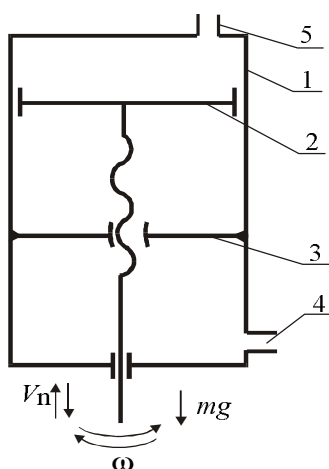


Рис 1. Схема винтового ротатора

$$f_1 = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}, \quad (3)$$

α - угол профиля резьбы;

f - коэффициент трения материалов пары винт - гайка.

Оптимальным можно считать такой угол подъема резьбы, при котором полезный объем ротатора минимален и следовательно, минимальна его масса.

Полезный объем ротатора при угле поворота $\Phi = 360^\circ$ определяется по формуле:

$$V_p = SF_n, \quad (4)$$

где S - ход резьбы;

$$S = \pi d_2 \operatorname{tg} \Psi, \quad (5)$$

где d_2 - средний диаметр резьбы, м;

Ψ - угол подъема резьбы, град;

F_n - эффективная площадь поршня, м²,

Требуемый момент поворота ротатора зависит от момента инерции груза с грузозахватным органом и углового ускорения

$$M = J \frac{2\varphi}{t^2}. \quad (1)$$

где J - момент инерции груза с грузозахватным органом, кг·м²;

φ - угол поворота груза, рад;

t - время полного поворота груза, с.

Момент, развиваемый винтовым ротатором, определяем из условия равновесия винта

$$M_p = \frac{Rd_2}{2} \cos^2 \Psi (\operatorname{tg} \Psi - f_1), \quad (2)$$

где R - осевое усилие, действующее на винт, Н;

d_2 - средний диаметр резьбы, м;

Ψ - угол подъема резьбы, град;

f_1 - приведенный коэффициент трения,

$$F_n = \frac{R}{p}, \tag{6}$$

где R - осевое усилие, действующее на винт, Н;

p - давление рабочей жидкости, Па.

С учетом (2), (5) и (6) получим:

$$v_p = \frac{2\pi M_p \operatorname{tg}\psi}{p \cos^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1)}, \tag{7}$$

где M_p - требуемый момент ротатора (Нм).

Для определения оптимального значения ψ найдем производную от полезного объема ротатора по углу подъема резьбы и приравняем нулю

$$\frac{dv_p}{d\psi} = \frac{2\pi M_p}{p} \frac{2 \sin^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1) - f_1}{[\cos^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1)]^2} = 0; \tag{8}$$

$$\frac{2\pi M_p}{p} \neq 0; \psi \neq 0; [\cos^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1)]^2 \neq 0;$$

$$2 \sin^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1) - f_1 = 0. \tag{9}$$

Решая уравнение при $f_1 = 0,124$, находим $\psi = 25,1^\circ$.

$$\left. \frac{dv_p}{d\psi} \right|_{\psi=25,1^\circ-0} < 0; \quad \left. \frac{dv_p}{d\psi} \right|_{\psi=25,1^\circ+0} > 0.$$

Следовательно, $\psi = 25,1^\circ$ является точкой минимума.

Пренебрегая потерями на трение поршня и гильзы, коэффициент полезного действия ротатора определяем как отношение полезной работы, совершаемой ротатором, к работе, затраченной по перемещению поршня

$$\eta = \frac{M_p d\phi}{R dS_n}, \tag{10}$$

где $d\phi$ - элементарный угол поворота винта ротатора;

dS_n - осевое перемещение поршня, соответствующее повороту винта на угол $d\phi$

$$dS_n = \frac{d_2}{2} d\phi \operatorname{tg}\psi. \tag{11}$$

Подставляя выражения (2) и (11) в (10), получим:

$$\eta = \frac{\cos^2 \psi (\operatorname{tg}\psi - f_1)}{\operatorname{tg}\psi}. \tag{12}$$

Максимальное значение КПД ротатора соответствует углу подъема резьбы $\psi = 25,1^\circ$. Итак, угол подъема резьбы $\psi = 25,1^\circ$ является оптимальным, как с точки зрения минимальной массы ротатора, так и максимального значения его КПД.

Для определения влияния принятого в конструкции значения ψ на полезный объем, строим график функции $v_p = f(\psi)$ (Рис. 2). Из графика видно, что при значениях ψ , отличных от оптимального, полезный объем ротатора значительно возрастает. При уменьшении угла подъема с 25° до 10° v_p увеличивается в 2,5 раза, а при увеличении угла до 50° v_p возрастает в 1,6 раза.

Винтовой ротатор выгодно отличается от полноповоротных лопастных и волновых тем, что ориентация пачки сортифта в нужном положении осуществляется путем прекращения подачи рабо-

чей жидкости. В полноповоротных ротаторах, даже при торможении противовключением, перебег составляет $90 \div 180^\circ$, что затрудняет наводку рабочего органа на пачку сортимента и ориентацию пачки сортимента в нужном положении.

При разгоне и торможении пачки сортимента на динамическую нагруженность ротатора и металлоконструкции манипулятора значительно влияет сжимаемость и утечки рабочей жидкости.

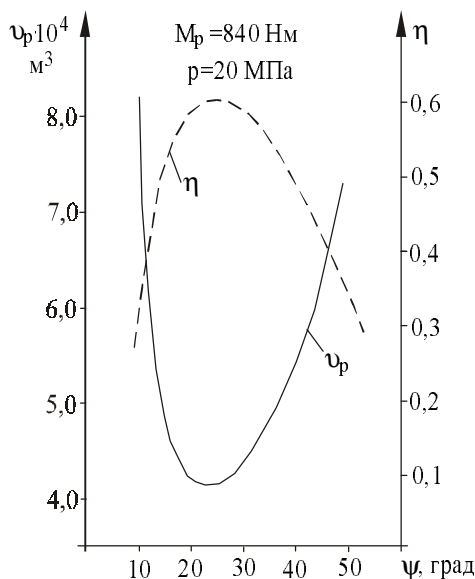


Рис. 2. Зависимость полезного объема (v_p) и КПД (η) винтового ротатора от угла подъема резьбы $f_1 = 0,124$.

Мгновенное значение скорости перемещения поршня ротатора можно определить, разделив правую и левую части выражения (11) на dt .

$$V_n = \frac{dS_n}{dt} = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi \frac{d\varphi}{dt}. \quad (13)$$

Момент движущих сил, развиваемый ротатором, определяем из выражения (2), с учетом (4)

$$M_p = F_n P \frac{d_2}{2} \cos^2 \psi (\operatorname{tg} \psi - \gamma_1). \quad (14)$$

Рабочая жидкость, подводимая к ротатору, расходуется на перемещение поршня $\left(F_n \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi \frac{d\varphi}{dt} \right)$, утечки в гидросистеме ($a_y P$) и на компенсацию деформации рабочей жидкости и элементов гидропривода $\left(K_p \frac{dP}{dt} \right)$.

Систему дифференциальных уравнений расхода рабочей жидкости и вращения ротатора можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} Q &= F_n \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi \frac{d\varphi}{dt} + a_y P + K_p \frac{dP}{dt} \\ (F_n P \pm mg - F_n P_n) \frac{d_2}{2} \cos^2 \psi (\operatorname{tg} \psi - f_1) &= M_c + J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

P_n — давление подпора, Па;
эффективная площадь поршня:

$$\text{а) при выдвигании винта } F_n = \frac{\pi d_n^2}{4}; F_{n1} = \frac{\pi(d_n^2 - d_a^2)}{4};$$

$$\text{б) при втягивании винта } F_n = \frac{\pi(d_n^2 - d_a^2)}{4}; F_{n1} = \frac{\pi d_n^2}{4},$$

где d_n, d_a – диаметры поршня и винта ротатора, соответственно.

Давление подпора P_n определяем из уравнения:

$$Q_c = \mu_o w \sqrt{2 \frac{P_n}{\rho_{ж}} + a_y P_n + K_p \frac{dP_n}{dt}},$$

где μ_o – коэффициент расхода дроссельного отверстия;

w – площадь сечения дроссельного отверстия, м²;

$\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

Q_c – изменение объема жидкости в сливной полости ротатора, м³/с.

$$Q_c = V_n \frac{\pi(d_n^2 - d_a^2)}{4} \text{ - при выдвигании винта;}$$

$$Q_c = V_n \frac{\pi d_n^2}{4} \text{ - при втягивании винта.}$$

В случае вращения ротатора без торможения двумя последними слагаемыми в уравнении для определения подпора P_n можно пренебречь, что значительно упрощает решение задачи.

В ходе решения системы (15) принимаем, что в период переходного процесса подача рабочей жидкости

изменяется по линейному закону, т.е. $Q = Q_H \frac{t}{t_n}$, где Q_H – номинальная подача рабочей жидкости насосом, м³/с; t_n – время переходного процесса, с.

При $t > t_n$ $Q = Q_n$.

Во втором уравнении системы (15) слагаемое mg имеет знак «+» при выдвигании винта и знак «-» при втягивании.

Начальное давление в напорной полости ротатора принимаем равным $P_o=13$ МПа. Если начальное давление в напорной полости принять равным нулю т.е. $P_o=0$, то пик давления в начале движения ротатора увеличится почти в два раза.

При решении системы (15) моделируется действие предохранительного клапана, настроенного на давление 25 МПа.

Систему уравнений (15) решаем методом Эйлера для случая вращения ротатора и торможения путем перекрытия напорной и сливной магистрали. Результаты теоретических расчетов приведены на рис.3.

Давление в напорной полости ротатора при движении поршня вверх (втягивание винта) имеет кратковременный пик при расчетных зависимостях: $a_y = 2 \cdot 10^{-12}$ м³/(с·Па); $t_n=1$ с; $Q=1,33 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $K_p=10^{-5}/(7,285P+106)$; диаметр сливного отверстия $d_o=1,5 \cdot 10^{-3}$ м угол подъема резьбы $\psi = 15,8$ град. (рис. 3а).

При закрытии органа управления кинетическая энергия вращения пачки

Сортимента и подвижных частей ротатора и захвата переходит в упругую деформацию рабочей жидкости и элементов ротатора, захвата и подвески. При перекрытии в течение 0,5 секунд напорной и сливной магистрали через 3 секунды после начала движения в сливной полости возникает пик давления до 20 МПа (рис. 3б).

При уменьшении подачи рабочей жидкости в 10 раз (до $Q=0,133 \cdot 10^{-3}$ м³/с) пик давления в напорной полости снижается в 3 раза, меняется также характер изменения давления (рис. 3в). При движении штока вниз характер изменения давления меняется незначительно (рис. 3г).

При подаче $Q=1,33 \cdot 10^{-3}$ м³/с и увеличении коэффициента утечек до $a_y=8 \cdot 10^{-12}$ м³/(с·Па) в случае $P>27$ МПа пик давления уменьшается до 3 раз (рис. 3д) по сравнению со случаем $a_y = 2 \cdot 10^{-12}$ м³/(с·Па), но характер изменения давления отличается от случая $Q=0,133 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Характер изменения давления в напорной полости ротатора значительно изменяется при $Q=0,133 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $a_y=8 \cdot 10^{-12}$ м³/(с·Па) и перекрытии напорной и сливной полостей (рис. 3е).

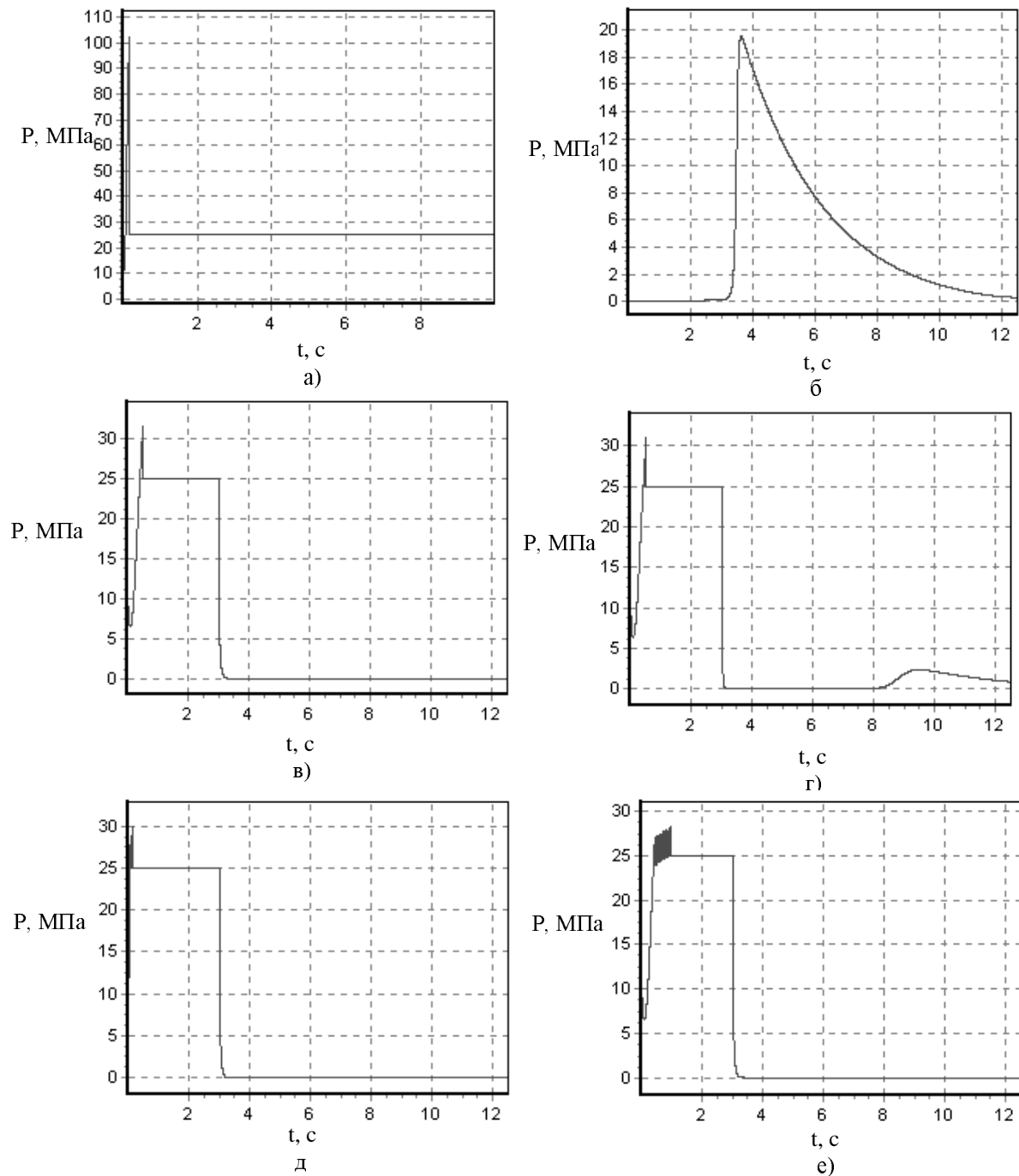


Рис. 3. Расчетные зависимости: а) изменения давления в напорной полости ротатора; б) изменение давления в сливной полости ротатора при прекращении вращения; в) изменение давления в напорной полости ротатора при $Q = 0,133 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; г) изменение давления в напорной полости при движении поршня вниз; д) давление в напорной полости при $a_y = 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па})$; е) давление в напорной полости при $Q = 0,133 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, и при увеличении утечек до $a_y = 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па})$ прекращение подачи рабочей жидкости через 3 с после начала движения.

On dynamics loading of helical rotator

Z.K. Emtyl

Computational solution system of equation of helical rotator is considered. The results of computation are given in graphics.