

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНИЧЕСКОГО ВИНТОВОГО НАСОСА УНИВЕРСАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Щедролюсов А.В. (ХФ НУК, г. Херсон, Украина)

The series design and parametric conversion of a cylindrical screw pump in conical screw and finally in radial centrifugal is shown. The viscous and centrifugal component equations of feeding of a conical screw pump capable effectively are defined to pump over both mobile, and high-viscosity liquids.

Приведенная в работе [1] оценка экономичности (КПД) грузовых насосов центробежного и винтового типов, а также теоретическое исследование винтоканавочного насоса (шнека), предназначенного для перекачивания высоковязких жидкостей [7] свидетельствуют о том, что характеристики универсального грузового насоса, способного эффективно работать как на маловязких так и на высоковязких жидкостях, должны занимать промежуточное значение между центробежными и винтовыми насосами.

С конструктивной точки зрения центробежные и винтовые насосы представляют собою противоположности, связанные конечными преобразованиями конической формы рабочих органов ВН. Так, на рис. 1 изображено последовательное преобразование винтового насоса цилиндрической формы (а) в конический винтовой насос (б) и, окончательно, в радиальный центробежный насос (в).

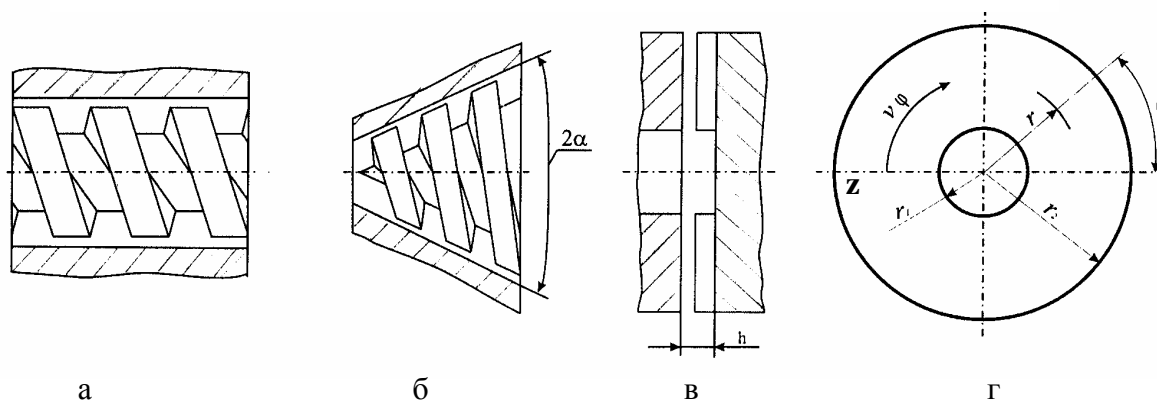


Рис. 1. Последовательное преобразование винтоканавочного насоса в конический винтовой и центробежный

Конструктивное преобразование геометрических форм винтового насоса обуславливает различия гидродинамического влияния на параметры насосов. Если у ВН в создании напоров преобладает влияние сил вязкого трения, то у радиальных насосов определяющее влияние центробежных сил.

Стремление использовать лучшие качества этих двух типов насосов проявляется в применении: шнековых, осевых и эжекторных преднасосов на входе центробежных насосов [4–6,8]; применении на входе подводящего конфузора с криволинейной осью при консольном расположении колеса насоса [6]; повышении конусности центробежного насоса путем обтачивания колес [5,6] и применением полуоткрытых колес [5]. Отмеченное свидетельствует об улучшении характеристик центробежных насосов, предназначенных для перекачивания вязких жидкостей, путем придания их рабочим органам конической формы.

В связи с изложенным, сделан вывод о целесообразности проведения теоретического исследования по определению параметров конического винтового насоса.

По мере преобразования цилиндрического винтового насоса (рис. 1, а) в конический (б) и приближение его к радиальному центробежному насосу (в) и (г), помимо составляющих уравнения расхода насоса [7], представленного формулой

$$V_p = \frac{\pi}{4} \omega d^2 \varepsilon (h - \delta) \cos \theta \sin \theta - \frac{\pi d \varepsilon h^3 P}{12 \mu L} \sin^2 \theta - \frac{\pi d \delta^3 P}{12 \mu L (1 - \varepsilon)}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость, рад/с;
 d – диаметр винта насоса, м;
 ε – относительная ширина канавки;
 δ – зазор между винтом и корпусом, м;
 θ – угол подъема винтовой нарезки, град;
 P – давление, Па;
 μ – динамический коэффициент вязкости, Н·с/м²;
 L – длина винта насоса, м;
 α – угол конусности, град,

ему должны быть присущи дополнительные составляющие, вызываемые влиянием радиальных центробежных сил.

Для установления значений этих дополнительных составляющих рассмотрено течение жидкости между вращающимися с постоянной скоростью диском с лопатками (нарезками, см. рис. 1, в, г)) и неподвижным корпусом, для случая, когда $v_r = v(r, z)$,

$v_\varphi = \frac{v_r}{h} z$ и $v_z = 0$. При этом уравнения движения и сплошности принимают вид [2]:

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{\partial^2 \varphi}{r} = v \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} = 0. \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует

$$\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r^2}. \quad (6)$$

Подставив равенство (6) в выражение (2), получим

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v^2 \varphi}{r} = v \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}. \quad (7)$$

Для определения радиальной скорости течения в зазоре h приняты следующие граничные условия:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при} \quad z = 0 \quad v_r = 0, \quad v_\varphi = 0 \\ \quad \quad z = h \quad v_r = 0, \quad v_\varphi = \omega r \end{array} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при} \quad r = r_0 \quad P = P_0 \\ \quad \quad r = r_2 \quad P = P_1 \end{array} \right\} \quad (9)$$

После подстановки значения $v_\varphi = \frac{\omega r}{h} z$ в уравнение (7) будем иметь

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{\omega^2 z^2 r}{h^2} = \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}. \quad (10)$$

Пренебрегая членом $v_r \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)$ в связи с тем, что он значительно меньше остальных членов уравнения (10), получим

$$-\frac{\omega^2 z^2 r}{h^2} = \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}. \quad (11)$$

После двукратного интегрирования по z выражения (7) и определения свободных членов из граничных условий (8) получено

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dr} (z^2 - hz) + \frac{\omega^2 r}{12\nu} \left(hz - \frac{z^4}{h^2} \right). \quad (12)$$

Расход жидкости через зазор определяется из уравнения

$$V = 2\pi r h (v_r)_{cp}, \quad (13)$$

где

$$(v_r)_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h v_r dz = \frac{1}{2\mu h} \frac{dP}{dr} \int_0^h (z^2 - hz) dz + \frac{\omega^2 r}{12\nu h} \int_0^h \left(hz - \frac{z^4}{h^2} \right) dz = -\frac{h^2}{12\mu} \frac{dP}{dr} + \frac{\omega^2 r h^2}{40\nu}. \quad (14)$$

Подставляя значение $(v_r)_{cp}$ из уравнения (14) в (13), получим

$$V = -\frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{dP}{dr} + \frac{\pi r^2 h^3 \omega^2}{20\nu}, \quad (15)$$

откуда

$$\frac{dP}{dr} = \left(\frac{\pi r^2 h^3 \omega^2}{20\nu} - V \right) \frac{6\mu}{\pi r h^3}. \quad (16)$$

Проинтегрировав уравнение (16) по r и определив постоянные интегрирования по (9) получим

$$P - P_0 = \frac{3\rho\omega^2}{20}(r^2 - r_1^2) + \frac{6\mu V}{\pi h^3} \ln \frac{r_1}{r_2}. \quad (17)$$

Отсюда следует выражение производительности радиального винтового насоса под действием инерционных сил

$$V = \left[(P_1 - P_0) - \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2) \right] \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_1}{r_2}}. \quad (18)$$

Из уравнения производительности радиального импеллера (18) для конического винтового насоса с учетом конусности α/π определяются дополнительные инерционные составляющие по максимальной подаче и давлению:

при $\Delta P = P_1 - P_0 = 0$

$$V_{\max u} = -\frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2) \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \frac{\alpha}{\pi}; \quad (19)$$

при $V = 0$

$$\Delta P_{\max u} = \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2) \frac{6\mu \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)}{\pi h^3} \frac{\alpha}{\pi}. \quad (20)$$

Таким образом, максимальная подача конического винтового насоса с учетом вязкостной составляющей из (1) и инерционной составляющей (19) определяется следующим уравнением:

$$V_{\max \kappa} = \frac{\pi}{4} \omega d^2 \varepsilon (h - \delta) \left(1 - \frac{\alpha}{\pi} \right) \cos \theta \sin \theta + \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2) \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \frac{\alpha}{\pi}. \quad (21)$$

Максимальное давление определяется по зависимости

$$P_{\max \kappa} = \frac{3\mu\omega d L}{\delta^2} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta \varepsilon (1 - \varepsilon) (1 - \bar{\delta}) \bar{\delta}^2}{\bar{\delta}^3 (1 + \operatorname{tg}^2 \theta) + \operatorname{tg}^2 \theta \varepsilon (1 - \varepsilon)} \right) \left(1 - \frac{\alpha}{\pi} \right) + \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2) \frac{6\mu \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)}{\pi h} \frac{\alpha}{\pi}. \quad (22)$$

Расчетные значения V_κ и P_κ для конических винтовых насосов определяются так же, как и для винтовых

$$V_k = \frac{V_{\max.k}}{2}, \quad P_k = \frac{P_{\max.k}}{2}.$$

Выводы. Возрастание производительности и давление конического винтового насоса по (21) и (22) свидетельствуют о повышении его КПД относительно ВН. На этом основании можно утверждать, что коническая конструкция винтового насоса (рис. 2) [3] объединяет в себе преимущества винтовых и центробежных насосов и может служить в качестве универсального грузового насоса, эффективно перекачивающего, как вязкие, так и маловязкие загрязненные и несмазывающие жидкости.

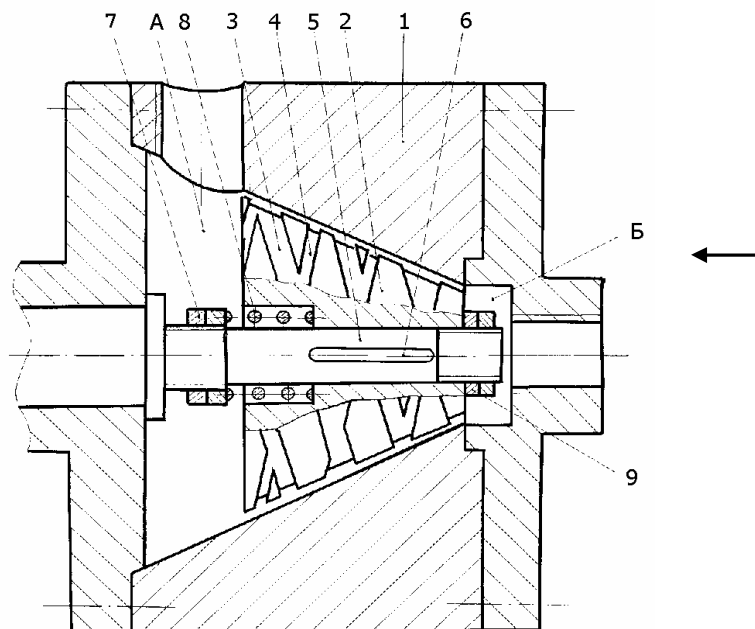


Рис. 2. Конструкция конического винтового насоса:

- 1 – корпус насос; 2 – подпружиненный ротор;
- 3 – винтовые нагнетающие канавки; 4 – обратные канавки;
- 5 – вал; 6 – шпонка; 7 – установочная гайка;
- 8 – пружина; 9 – упорные регулируемые гайки;
- А – полость нагнетания;
- Б – полость всасывания

Разработанная конструкция винтового насоса [3] (рис. 2) позволяет поддерживать постоянную нагрузку привода. Во время запуска насоса и перекачивания застывших вязких продуктов осевая составляющая сил трения раскрывает зазор насоса, сдвигая ротор. При перекачивании маловязких продуктов зазор прикрывается, и насос работает на номинальной нагрузке.

Благодаря относительно большому проходному сечению насос способен пропускать твердые включения. Наличие 2-х и более канавок (нарезок) создает эффект самоцентрирования ротора. Консольная конструкция насоса значительно упрощает состыковку его с приводом, устройство подшипников и их герметизацию.

Рабочие элементы для перекачивания различных загрязненных жидкостей выполняются из износостойких материалов.

Список литературы: 1. Женовак Н.Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. – Л.: Судостроение, 1979. – 144 с. 2. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. – М.: Машгиз, 1966. – 159 с. 3. Патент на винахід № 59441 Україна. Енергоперетворювач Щедролосова / О.В. Щедролосова // Бюл. № 9, 15.09.2003. 4. РД 5.5452-80. Система грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. – 53 с. 5. Сизов Г.Н., Аристов Ю.К., Лукин Н.В. Судовые насосы и вспомогательные механизмы: Учебн. пособие для вузов водн. трансп. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с. 6. Судовое вспомогательное энергетическое оборудование: Учебник / Р.С. Андрищенко, В.Д. Шилов, Б.Г. Дементьев и др. – Л.: Судостроение, 1991. – 392 с. 7. Щедролосова А.В. Исследование влияния поперечной составляющей окружной скорости на расходные характеристики винтоканавочного насоса-нагревателя // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 3. – С. 71–78. 8. Щуров В.С. Повышение эффективности энергетических установок танкеров и нефтестанций при использовании подпорных насосов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Горький, 1983. – 20 с.

Сдано в редакцию 27.05.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Сулов А.Г.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ В ЭКСЦЕНТРИКОВОМ УЗЛЕ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Янкевич Н.Г., Янкевич Е.Н., Дяткович В.Г.

(ИМИНМАШ НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь)

This article is considered the influence of eccentric unit clearances on stress-strain state of major working elements of planetary cycloid clogged gearbox. There is a description of finite element modeling for investigation the stress-strain state of eccentric unit of gearbox and composed analytical-numerical methods to determine the loads, acting in major working elements of cycloid gearbox.

Введение. Электромеханический привод с трохойдной передачей (рис.1.), находит все большее применение в различных отраслях промышленности: горнодобывающей, пищевой, перерабатывающей, машиностроении. Обусловлено это рядом преимуществ данного типа приводов по сравнению с традиционными, созданными на основе эвольвентной зубчатой передачи:

- возможностью реализации широкого диапазона передаточных отношений. Оно определяется числом зубьев сателлита и варьируется в пределах от 6:1 до 101:1 в одной ступени. Более высокие передаточные отношения достигаются в многоступенчатых редукторах;
- многопарностью зацепления. Реальное число зубьев сателлита, передающих действие нагрузки от крутящего момента, достигает 50 % от их общего количества. Этим обусловлена высокая нагрузочная способность и возможность выдерживать большие пиковые перегрузки;
- компактностью. Планетарно-цевочные редукторы обладают непревзойденными массогабаритными характеристиками при высоком коэффициенте