

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,

П.Н. Андренко, д-р техн. наук

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И СРАВНЕНИЯ КПД ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ РАЗЛИЧНОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ

Викладено математичний опис енергетичних характеристик об'ємних насосів, який базується на експериментально визначених його конструктивних та робочих параметрах. Встановлено відмінність між об'ємним ККД і коефіцієнтом подачі таких насосів.

The mathematical description of power characteristics of volume pumps based on experimentally its certain design and working data is discussed. Distinction between volume efficiency and coefficient of giving of such pumps is established.

Введение

Во многих книгах, статьях, учебных пособиях коэффициент подачи насоса отождествляют с объемным КПД. В численном отношении эти характеристики не слишком отличаются, так как при их вычислении используются для коэффициента подачи фактическая и теоретическая подача, а для объемного КПД еще необходимо давление на выходе насоса и потребляемая мощность. Речь идет о физической сущности КПД как отношения мощностей, а не подач, расходов, давлений рабочей жидкости.

Каталоги, паспорта заводов (фирм) изготовителей содержат данные, позволяющие определить все основные энергетические характеристики объемных насосов, а также сравнить численные значения коэффициента подачи и объемного КПД. Настоящая статья посвящена этому вопросу.

Анализ литературных источников

В работе [1] отмечается, что объемные насосы характеризуются объемным, гидравлическим и механическим КПД, произведением которых является общий КПД. При этом за объемный КПД принято отношение действительной подачи к теоретической, за гидравлический КПД – отношение перепада давлений между входной и выходной полостями к теоретическому перепаду давлений в рабочем органе насоса. За механический КПД принято отношение теоретической мощности насоса к потребляемой. Таким образом, объемный и гидравлический КПД не представлены отношением мощностей, что не отражает принятую в технике (науке) физическую сущность КПД.

В книге [2] также объемный КПД представлен отношением подач, а гидромеханический КПД считается равным 1 и не входит в форму общего КПД. Механический КПД вычисляется аналогично работе [1].

В работе [3] объемный КПД насоса отождествляется с коэффициентом подачи, а гидравлический – отношением общего КПД к коэффициенту подачи без разделения на гидравлический и механический КПД. Учебные пособия ряда ВУЗов Украины содержат аналогичный подход к расчету объемного КПД.

Постановка задачи

Большинство каталогов и паспортов отечественных заводов-изготовителей объемных насосов и гидроприводов, гидроагрегатов содержат данные, полученные на основе контрольных и типовых испытаний выпускаемой продукции. К ним следует отнести: рабочий объем V_0 , $см^3$; номинальную подачу $q_{ном}$, $л/мин$; номинальную частоту вращения n_c , $с^{-1}$; номинальное давление на выходе $P_{ном}$, $МПа$; коэффициент подачи при номинальных подаче и давлении, $K_{п. ном}$; общий номинальный КПД $\eta_{общ. ном}$, не менее; номинальную потребляемую мощность $P_{потр. ном}$, $Вт$.

В связи с этим можно поставить следующую практическую задачу: на основе этой информации определить мощности объемных, механических и гидравлических потерь и соответствующие им КПД.

Решение

Воспользуемся известными формулами, по которым можно вычислить теоретическую подачу, объемные внутренние утечки рабочей жидкости, мощности объемных и других потерь, КПД насоса для номинального режима.

Теоретическая подача

$$q_T = V_0 n_c \cdot \quad (1)$$

Объемные утечки

$$q_{ут} = q_T - q_{ном} = V_0 n_c - q_{ном} \cdot \quad (2)$$

Мощность объемных потерь получаем из выражения

$$P_{q. ном} = (V_0 n_c - q_{ном}) p_{ном} \cdot \quad (3)$$

Тогда объемный КПД

$$\eta_{q. ном} = 1 - \frac{P_{q. ном}}{P_{потр. ном}} = 1 - \frac{V_0 n_c - q_{ном}}{P_{потр. ном}} p_{ном} \cdot \quad (4)$$

Общий КПД определяем как отношение эффективной (полезной) $P_{э. ном}$ мощности к потребляемой $P_{потр. ном}$

$$\eta_{общ. ном} = \frac{P_{э. ном}}{P_{потр. ном}} = \frac{q_{ном} p_{ном}}{P_{потр. ном}} \cdot \quad (5)$$

Механический КПД определяем как отношение теоретической мощности к потребляемой

$$\eta_{м. ном} = q_T p_{ном} / P_{потр. ном} \cdot \quad (6)$$

Гидравлический КПД находим из выражения

$$\eta_{г. ном} = \eta_{общ. ном} / (\eta_{q. ном} \eta_{м. ном}) \cdot \quad (7)$$

Номинальный коэффициент подачи

$$K_{п. ном} = q_{ном} / q_T \cdot \quad (8)$$

Мощности механических и гидравлических потерь соответственно равны

$$P_{м. ном} = P_{потр. ном} (1 - \eta_{м. ном}) \cdot \quad (9)$$

$$P_{г. ном} = P_{потр. ном} (1 - \eta_{г. ном}) \cdot \quad (10)$$

Тогда расчетное значение $P_{потр. р}$ потребляемой мощности насосом равно

$$P_{потр. р} = P_{э. ном} + P_{q. ном} + P_{м. ном} + P_{г. ном} \cdot \quad (11)$$

Следует отметить, что в формулах (1) – (11) присутствуют каталожные данные, которые определяются экспериментально на аттестованных стендах с погрешностью измерений согласно соответствующим ГОСТам, например, при вычислении объемного КПД по выражению (4) используется 5 величин, полученных экспериментально, для общего КПД – 3 величины и т.д. Приближенную оценку погрешности вычислений всех КПД, видимо, можно найти согласно следующему выражению

$$\Delta_{P_{потр}} = \frac{P_{потр. ном} - P_{потр. ср}}{P_{потр. ср}} 100 \cdot \quad (12)$$

где $P_{потр. ср} = (P_{потр. ном} + P_{потр. р}) / 2 \cdot$

Воспользуемся уравнениями (1) – (12) для определения и анализа расчетных параметров различных типов насосов, которые представлены в таблицах 1–5.

Таблица 1 — Каталожные параметры [4], расчетные мощности и КПД пластинчатого насоса типа БГ12-41Б

Исходные параметры, размерность	Энергетические характеристики, размерность	
1. $q_{ном} = 3,3$, л/мин;	1. $P_{э. ном} = 550$, Вт	6. $\eta_{м. ном} = 0,845$
2. $p_{ном} = 10^7$, Па	2. $P_{q. ном} = 250$, Вт	7. $\eta_{г. ном} = 0,597$
3. $V_0 = 3,2$, см ³	3. $P_{м. ном} = 540$, Вт	8. $\eta_{общ. ном} = 0,410$
4. $n_c = 25$, с ⁻¹	4. $P_{г. ном} = 207,454$, Вт	9. $K_{п. ном} = 0,687$
5. $P_{потр. ном} = 1340$, Вт	5. $\eta_{q. ном} = 0,813$	10. $\Delta P_{потр} = 14,369$

Из таблицы 1 видно, что $\eta_{q. ном}$ больше $K_{п. ном}$, на 15 %, $\eta_{г. ном}$ не равен 1, как принимают его в ряде расчетов, приближенная оценка погрешности вычисленной по исходным параметрам составляет 14 %. Следует отметить, что потребляемая мощность насоса невелика и составляет 1,34 кВт. При большей потребляемой мощности пластинчатого насоса БГ12-41Б (таблица 2), $\eta_{q. ном}$ больше $K_{п. ном}$ лишь на 3 %, $\eta_{г. ном} < 1$, приближенная оценка погрешности меньше 2 %, потребляемая мощность 3,84 кВт.

Для шестеренного насоса типа НШ 32УКФ-3 (ПАО “Гидросила”, Кировоград, Украина) с потребляемой мощностью 22,83 кВт (таблица 3) разница между коэффициентами $\eta_{q. ном}$ и $K_{п. ном}$ уменьшилась до 1 %, значения $\eta_{м. ном}$ и $\eta_{г. ном}$ по сравнению с пластинчатым насосом возросли, но $\eta_{г. ном}$ все-таки меньше 1. Приближенная оценка погрешности вычислений КПД составляет 1,3 %.

Таблица 2 — Каталожные параметры [4], расчетные мощности и КПД пластинчатого насоса типа БГ12-41Б

Исходные параметры, размерность	Энергетические характеристики, размерность	
1. $q_{\text{ном}} = 17$, л/мин;	1. $P_{\text{э. ном}} = 2833,33$, Вт	6. $\eta_{\text{м. ном}} = 0,813$
2. $p_{\text{ном}} = 10^7$, Па	2. $P_{q. \text{ ном}} = 291,667$, Вт	7. $\eta_{\text{г. ном}} = 0,982$
3. $V_0 = 12,5$, см ³	3. $P_{\text{м. ном}} = 715$, Вт	8. $\eta_{\text{общ. ном}} = 0,737$
4. $n_c = 25$, с ⁻¹	4. $P_{\text{г. ном}} = 72,218$, Вт	9. $K_{\text{п. ном}} = 0,906$
5. $P_{\text{потр. ном}} = 3840$, Вт	5. $\eta_{q. \text{ ном}} = 0,924$	10. $\Delta P_{\text{потр}} = 1,863$

Таблица 4 — Каталожные параметры [6], расчетные мощности и КПД аксиально-поршневого насоса типа УНА2-С

Исходные параметры, размерность	Энергетические характеристики, размерность	
1. $q_{\text{ном}} = 69,102$, л/мин;	1. $P_{\text{э. ном}} = 18427$, Вт	6. $\eta_{\text{м. ном}} = 0,896$
2. $p_{\text{ном}} = 1,6 \cdot 10^7$, Па	2. $P_{q. \text{ ном}} = 2052,8$, Вт	7. $\eta_{\text{г. ном}} = 0,988$
3. $V_0 = 32$, см ³	3. $P_{\text{м. ном}} = 2354$, Вт	8. $\eta_{\text{общ. ном}} = 0,807$
4. $n_c = 25$, с ⁻¹	4. $P_{\text{г. ном}} = 259,259$, Вт	9. $K_{\text{п. ном}} = 0,899$
5. $P_{\text{потр. ном}} = 22834$, Вт	5. $\eta_{q. \text{ ном}} = 0,910$	10. $\Delta P_{\text{потр}} = 1,129$

Таблица 3 — Каталожные параметры [5], расчетные мощности и КПД шестеренного насоса типа НШ 32УКФ-3

Исходные параметры, размерность	Энергетические характеристики, размерность	
1. $q_{\text{ном}} = 44$, л/мин;	1. $P_{\text{э. ном}} = 23466,7$, Вт	6. $\eta_{\text{м. ном}} = 0,964$
2. $p_{\text{ном}} = 3,2 \cdot 10^7$, Па	2. $P_{q. \text{ ном}} = 2133,33$, Вт	7. $\eta_{\text{г. ном}} = 0,996$
3. $V_0 = 32$, см ³	3. $P_{\text{м. ном}} = 940$, Вт	8. $\eta_{\text{общ. ном}} = 0,884$
4. $n_c = 25$, с ⁻¹	4. $P_{\text{г. ном}} = 85,18$, Вт	9. $K_{\text{п. ном}} = 0,916$
5. $P_{\text{потр. ном}} = 26540$, Вт	5. $\eta_{q. \text{ ном}} = 0,919$	10. $\Delta P_{\text{потр}} = 0,154$

Таблица 5 — Каталожные параметры [7], расчетные мощности и КПД радиально-поршневого насоса типа 50НР-32/50

Исходные параметры, размерность	Энергетические характеристики, размерность	
1. $q_{\text{ном}} = 42,2$, л/мин;	1. $P_{\text{э. ном}} = 31566,7$, Вт	6. $\eta_{\text{м. ном}} = 0,992$
2. $p_{\text{ном}} = 5 \cdot 10^7$, Па	2. $P_{q. \text{ ном}} = 4833,33$, Вт	7. $\eta_{\text{г. ном}} = 0,998$
3. $V_0 = 32$, см ³	3. $P_{\text{м. ном}} = 300$, Вт	8. $\eta_{\text{общ. ном}} = 0,872$
4. $n_c = 25$, с ⁻¹	4. $P_{\text{г. ном}} = 41,19$, Вт	9. $K_{\text{п. ном}} = 0,879$
5. $P_{\text{потр. ном}} = 40300$, Вт	5. $\eta_{q. \text{ ном}} = 0,880$	10. $\Delta P_{\text{потр}} = 0,102$

Для аксиально-поршневого насоса типа УНА2-С Шахтинского завода “Гидропривод” с потребляемой мощностью 26,5 кВт (таблица 4) разница между коэффициентами $\eta_{q. \text{ ном}}$ и $K_{\text{п. ном}}$ снизилась до 0,3 %. Возросли $\eta_{\text{м. ном}}$ и $\eta_{\text{г. ном}}$. Коэффициент $\eta_{\text{г. ном}} = 0,9968$ (весьма близок к единице). Почти

при равных потребляемых мощностях $\eta_{q. \text{ ном}}$ на 1% больше, чем у насоса НШ 32УКФ-3. Приближенная оценка погрешности вычислений КПД уменьшилась до 0,15 %.

Коэффициенты $\eta_{q. \text{ ном}}$ и $K_{\text{п. ном}}$ радиально-поршневого насоса типа 50НР-32/50 Харьковского

завода “Гидропривод” практически совпадают (таблица 5). Мощность механических и гидравлических потерь невелика, а их КПД близки к единице, потребляемая насосом мощность равна 40,3 кВт. Приближенная оценка погрешности вычислений КПД составляет 0,1 %.

Выводы

1. Предлагаемое математическое описание энергетических характеристик объемных насосов на основе экспериментально определяемых рабочего объема, номинальной подачи, номинального давления на выходе, номинальной частоты вращения вала и номинальной потребляемой мощности позволяет дать объективную оценку техническому уровню насосов различных типов.

2. С увеличением мощности насоса разность между объемным КПД и коэффициентом подачи уменьшается: от 13 % при $P_{\text{потр}} = 1,34 \text{ кВт}$ до нуля при 40,3 кВт при сравнении разных типов насосов.

3. В паспортных данных объемных насосов не следует отождествлять объемный КПД и коэффициент подачи, которые характеризуются различной физической сущностью.

4. Пластинчатые и шестеренные насосы имеют меньшие значения номинальных механических КПД, чем аксиально- и радиально-поршневые насосы.

5. Анализ каталожных данных и соответствующих расчетных значений мощностей и КПД объемного насоса конкретного принципа действия указывает путь его дальнейшего совершенствования.

Литература

1. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины / А.Ф. Осипов. — М.: Машиностроение, 1966. — 159 с.
2. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
3. Аврунин, Г.А. Объемный гидропривод и гидрорелеавтоматика / Г.А. Аврунин, И.В. Грицай, И.Г. Кириченко, О.В. Щербак. — Х.: ХНАДУ, 2008. — 112 с.
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К. Свешников. — М.: Машиностроение, 1995. — 448 с.
5. Матвиенко, А.А. Усовершенствование физических и математических моделей реальных процессов объемных утечек в шестеренных насосах: дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Александр Александрович Матвиенко. — Кировоград, 2012. — 180 с.
6. Гидравлические аксиально-поршневые насосы и насос-моторы Шахтинского завода “Гидропривод”: Каталог. — М.: ВНИИТЭМР, 1991. — 43 с.
7. Насосы радиально-поршневые Харьковского завода “Гидропривод”: Каталог. — М.: ВНИИТЭМР, 1987. — 15 с.

Надійшла 19.12.2012 року