

УДК 625.7.08.002.5; 616-07

Пимонов И. Г., к.т.н., Пимонова Е. В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ДИАГНОСТИКА АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ МЕТОДОМ ИЗМЕРЕНИЯ В ОДНОЙ ТОЧКЕ

Аннотация. В материалах статьи используются известные фундаментальные исследования в области гидравлики, получены математические зависимости, связывающие структурные и функциональные параметры аксиальнопоршневых насосов. Это позволяет использовать значения функциональных параметров насоса применительно к диагностической модели для осуществления метода бортового диагностирования измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода и реализовать все преимущества этого метода.

Анотація. У матеріалах статті використовуються відомі фундаментальні дослідження в області гідравліки, отримані математичні залежності, які зв'язують структурні і функціональні параметри аксіальнопоршневих насосів. Це дозволяє використовувати значення функціональних параметрів насоса стосовно діагностичної моделі для роботи системи бортового діагностування виміром визначального параметра в одній точці гідроприводу і реалізувати всі переваги цього методу.

Abstract. The materials of the article use well-known fundamental researches in the field of hydraulics, mathematical dependences connecting the structural and functional parameters of axial piston pumps are obtained. This allows us to use the values of the pump's functional parameters with reference to the diagnostic model for implementing the onboard diagnostic method by measuring the determining parameter at one point of the hydraulic drive and realize all the advantages of this method.

Постановка проблемы. Техническая диагностика позволяет повысить эффективность работы строительных машин за счет поддержки их эксплуатационной производительности на высоком уровне, сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонт. Эффективность диагностики, в значительной мере, зависит от затрат на ее осуществление. Уменьшение этих затрат производится путем разработки и совершенствования методов и средств диагностики строительных машин в том числе гидропривода, на долю которого приходится 20...80% всех отказов и значительная часть эксплуатационных затрат [1, 2, 3]. В производственных организациях

© Пимонов И. Г., Пимонова Е. В.

применяют съемное, быстросъемное и, наиболее перспективное, бортовое диагностическое оборудование, снизить стоимость которого, не теряя информативности, стремятся многие исследователи [1, 2, 3]. В настоящее время разработан метод, который позволяет производить диагностирование измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода [3, 7]. Реализация этого метода позволяет уменьшить количество оборудования, встраиваемого в гидропривод, уменьшить затраты и повысить эффективность диагностирования. Основой этого метода является математическая модель гидроагрегата, которая получена для шестеренных насосов [7]. Однако такая модель отсутствует для аксиально-поршневых насосов, широко применяемых на строительных машинах.

Основной материал. Разработка математической модели для диагностирования аксиальнопоршневого насоса. Техническое состояние насоса устанавливается по степени изменения его определяющего диагностического параметра (производительности или объемного КПД) при постоянных воспроизводимых параметрах (частоте вращения насоса, вязкости или температуре рабочей жидкости и ее давлении) [1,7]

$$Q_H = nV_0 - Q_{yH} \quad \text{или} \quad \eta = 1 - \frac{Q_{yH}}{nV}, \quad (1)$$

где nV_0 - соответственно частота вращения и рабочий объем насоса;
 Q_{yH} , Q_{yH} - соответственно производительность и внутренние перетечки насоса

$$Q_{yH} = Q_{yH} + Q_{yP}, \quad (2)$$

где Q_{yH} , Q_{yP} - соответственно внутренние перетечки в насосе по поршневым зазорам и зазорам в распределителе.

Определение утечек по поршневым зазорам производится по следующей зависимости [5]

$$Q_{yH} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{p \cdot S_n^3}{12 \cdot \mu \cdot L} + \frac{V_{cp} S_n}{2} \right) \cdot n_n, \quad (3)$$

где d – диаметр поршня;
 p – давление на входе;
 S_n – зазор между поршнем и гильзой;
 $\mu = \nu \cdot \rho$ – динамическая вязкость;
 ν – кинематическая вязкость;

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ – плотность рабочей жидкости;}$$

γ – объемный вес (весовая плотность);

g – ускорение силы тяжести

L – длина уплотняемого участка;

V – средняя скорость движения поршня, которая определяется следующим образом

Ход поршня при повороте кривошипа насоса на угол α равен [5]

$$h=x=R(1-\cos\alpha)\cos\beta=R\sin\gamma(1-\cos\alpha) \quad (4)$$

где $R = \frac{D}{2}$ — радиус окружности центров заделки шатунов в шайбе

Тогда зависимость для мгновенной скорости движения поршня можно представить в виде (считаем шатуны бесконечно длинными) [5]

$$V_{\text{омн}} = \frac{dx}{dt} = R\sin\gamma\sin\alpha \frac{d\alpha}{dt}, \quad (5)$$

где $\gamma=90^\circ - \beta$ – угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы.

Поскольку $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$, можно написать [5]

$$V_{\text{омн}} = R\omega\sin\gamma\sin\alpha, \quad (6)$$

где $\alpha = \omega t$ – текущий угол поворота цилиндрического блока;

ω – угловая скорость;

R – радиус окружности центров заделки шатунов.

В соответствии с теоремой о среднем значении функции [9] средняя скорость движения поршня определяется по следующей зависимости

$$V_{\text{cp}} = \frac{R\omega\sin\gamma \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin\alpha d\alpha}{\frac{\pi}{2}}, \quad (7)$$

Максимальный ход поршня в соответствии [4].

$$h_{\text{max}} = 2R\sin\gamma, \quad (8)$$

Используя полученные значения параметров, определяем внутренние перетечки по поршневым зазорам насоса

Определение утечек по зазорам в распределителе насоса (рис. 1) производится по следующей зависимости [8]

$$Q_{уп} = [(p_1 - p_0) - \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_2^2 - r_1^2)] \frac{\pi S_{pn}^3}{6\mu \ln \frac{r_1}{r_2}}, \quad (9)$$

где p_0, p_1 – соответственно номинальное давление на входе и на выходе насоса;

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ – плотность рабочей жидкости;}$$

γ – объемный вес (весовая плотность);

g – ускорение силы тяжести;

ω – угловая скорость;

r_1 – внутренний радиус;

r_2 – внешний радиус;

S_{pn} – зазор в распределителе;

$\mu = \nu \cdot \rho$ – динамическая вязкость.

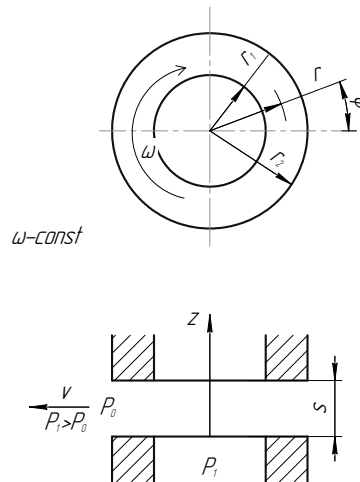


Рисунок 1 - Схема к расчету внутренних перетечек по зазорам в распределителе насоса

Среднее значение объемного коэффициента полезного действия насоса НПА 210 составляет 96%, а рассчитанное по полученным зависимостям, - 95.8%. Такое отличие вполне приемлемо для практических целей.

Выводы

Разработанная математическая зависимость связывает структурные и диагностические параметры аксиально-поршневого насоса и определяет значения его функциональных параметров (коэффициента полезного действия, производительности, внутренних перетечек) с достаточной для практических целей точностью. Это позволяет реализовать все преимуществ метода бортового диагностирования измерением определяющего параметра в одной точке гидропривода, используя полученную зависимость в качестве диагностической модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Техническая диагностика гидравлических приводов. /Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; Под общ. ред. Т.М. Башты. - М.: Машиностроение, 1989. -264с.
2. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. - М.: Машиностроение, 1989. - 672 с.
3. Пимонов И.Г. Повышение эффективности эксплуатации строительных машин совершенствованием бортового диагностирования их гидроприводов. // Вестник Харьковского национального автомобильно – дорожного университета, сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. – 2004. – вып. 27. - С. 187 – 192.
4. Пимонова Т.Г., Пимонов И.Г. Направления совершенствования диагностирования гидроприводов мобильных машин // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – Харьков: РИО ХНАДУ. - 2001– вып. 6.С. 66 – 68.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
6. Новик И.Н. (Руководитель – к.т.н., доц. Пимонов И.Г.) Улучшение охраны труда и окружающей среды совершенствованием диагностирования гидроприводов строительных машин. // Матеріали міжнародної студентської науково практичної конференції „Безпека життя і діяльності людини”, БЖД – 2007 – Харків, ХНАДУ, 2007. – с. 74 – 75.
7. Венцель Е.С., Лысиков Е.М., Пимонов И.Г. Способ диагностирования гидропривода. Патент на изобретение №79132. МПК (2006), F15B 19/00, F04B 51/00
8. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины М.: Машиностроение, 1966. - 160 с.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1973. -832 с.