

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ОБКАТОЧНО-ТОРМОЗНОГО СТЕНДА

Д.А. Жданко, аспирант (УО БГАТУ)

Аннотация

Рассмотрены вопросы применения гидравлических насосов для торможения при обкатке двигателей внутреннего сгорания.

Введение

В последнее время возросла потребность ремонтного производства в обкаточно-тормозных стендах. Это связано со старением распространенных в стране стендов, разработанных ГОСНИТИ на базе асинхронных машин с фазным ротором [1, 2].

Разнообразие выпускаемых в мире обкаточно-тормозных стендов позволяет выбрать оптимальную схему стенда и разработать его конструкцию для конкретных условий отечественного ремонтного производства двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1, 2].

Проведенный анализ схем и конструкций обкаточно-тормозных стендов [3] показал, что наиболее распространенные электрические стенды при всех их достоинствах имеют такие недостатки, как большие габариты, вес и высокая стоимость.

Применение в качестве тормоза гидрообъемных регулируемых насосов позволяет исключить недостатки, присущие электрическим стендам [4]. Кроме того, гидрообъемные насосы обладают рядом преимуществ по сравнению с динамометрами других типов, прежде всего, малой инерцией, высокой стабильностью управления и динамичностью, а также низкой ценой за счет недорогой, надежной массово выпускаемой элементной базы [2].

Основная часть

Торможение двигателей внутреннего сгорания производится для создания нагрузки на коленчатом валу при их горячей обкатке и снятии при этом основных эксплуатационных показателей. Взаимосвязь этих показателей наглядно представляется графически в виде регулировочных и эксплуатационных характеристик.

Для создания нагрузки на коленчатом валу двигателя при его горячей обкатке и определения эксплуатационных показателей необходимо соблюдать неравенство

$$M_n \geq M_{e \max}, \quad (1)$$

где M_n – момент на валу насоса, Н·м;

$M_{e \max}$ – максимальный эффективный крутящий момент двигателя, Н·м.

Стендовая обкатка двигателя проводится как с целью приработки трущихся поверхностей, так и для определения его эксплуатационных показателей. По данным стендовых испытаний двигателя строится скоростная (внешняя) характеристика, которая наиболее часто используется в практических расчетах. Так как тракторные двигатели имеют регуляторы частоты вращения, то скоростную характеристику, построенную по полученным данным при обкатке ДВС с работающим регулятором, называют регуляторной.

Максимальная мощность привода насоса, необходимая для торможения двигателя, определяется:

$$N_n = \frac{N_n}{\eta_n}, \quad (2)$$

где η_n – КПД насоса; $\eta_n = 0,89 \dots 0,91$ – для аксиально-плунжерных насосов с наклонным диском; $\eta_n = 0,92 \dots 0,93$ – для аксиально-плунжерных насосов с наклонным блоком [5].

КПД новых насосов определяется по их технической характеристике, а отремонтированных и бывших в употреблении – на диагностических стендах.

N_n – полезная мощность насоса, Вт;

N_n – мощность, затрачиваемая ДВС на привод насоса, Вт, т.е.

$$N_n = N_e, \quad (3)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, Вт.

Выразим мощность, затрачиваемую на привод насоса, через крутящий момент и угловую скорость [5, с.275]

$$N_n = M_n \omega_n, \quad (4)$$

где ω_n – угловая скорость вала насоса, c^{-1} .

Полезная мощность насоса представляет собой выражение:

$$N_n = Q \Delta p, \quad (5)$$

где Q – расход насоса (подача), м³/с.

$$Q = V_0 n, \quad (6)$$

где n – частота вращения вала насоса (двигателя);

V_0 – рабочий объем насоса, м³;

Δp – разность давлений, Па.

$$\Delta p = p_2 - p_1, \quad (7)$$

где p_2 – давление на выходе из насоса (до дросселя), Па;

p_1 – давление на входе в насос (после дросселя), Па.

Подставив в выражение (2) формулу полезной мощности насоса (5), получим следующую зависимость:

$$N_n = \frac{\Delta p Q}{\eta_n} = \frac{V_0 \cdot n \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_n}. \quad (8)$$

Определим момент на валу насоса с учетом формулы (4):

$$M_n = \frac{\Delta p Q}{\eta_n \omega_n}. \quad (9)$$

Выразив угловую скорость вала насоса через частоту вращения, получим:

$$\omega_n = 2\pi n. \quad (10)$$

С учетом этого

$$M_n = \frac{\Delta p Q}{2\pi n \eta_n} = \frac{\Delta p V_0}{2\pi \eta_n}. \quad (11)$$

Так как тормозной момент на валу насоса создается и изменяется дросселированием потока жидкости, то подача насоса будет ограничена ее расходом через отверстие дросселя сечением S_0 . Преимущество использования в качестве тормоза регулируемых гидравлических насосов состоит в возможности дросселирования потока жидкости через дроссель постоянного сечения. Поэтому выразим момент привода насоса, исходя из расхода жидкости, через дроссель постоянного сечения:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (12)$$

где μ – коэффициент расхода;

S_0 – площадь сечения отверстия, м²;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

$$M_n = \frac{\mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p^3}}{2\eta_n \pi n}. \quad (13)$$

Так как площадь дросселя круглого сечения

$$S_0 = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (14)$$

где d – диаметр отверстия дросселя (м), то, преобразовав с учетом этого выражение (13), получим:

$$M_n = \frac{\mu d^2 \sqrt{2\Delta p^3 / \rho}}{8\eta_n n}, \quad (15)$$

т.е. значение тормозного момента в зависимости

$$M_n = f(\Delta p, n, \rho, d, \mu, \eta_n). \quad (16)$$

Момент привода насоса можно выразить также через его подачу, подставив в выражение (11) разность давления на дросселе постоянного сечения

$$\Delta p = \frac{Q^2 \rho}{2\mu^2 S^2}. \quad (17)$$

Для дросселя круглого сечения

$$\Delta p = \frac{8Q^2 \rho}{\mu^2 \pi^2 d^4}. \quad (18)$$

Тогда момент привода насоса запишется

$$M_n = \frac{4Q^3 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 n \eta_n}. \quad (19)$$

Или с учетом формулы (6)

$$M_n = \frac{4V_0^3 n^2 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 \eta_n}. \quad (20)$$

Учитывая, что рабочий объем насоса V_0 выражается зависимостью [5, с.30]

$$V_0 = Flzm, \quad (21)$$

где F – эффективная площадь поршня, м²;

l – ход поршня, м;

z – число поршней, шт;

m – число циклов (двойных ходов поршня) за один оборот вала.

Для аксиально-поршневых насосов с наклонной шайбой [6, с.30]:

$$l \approx d_n \operatorname{tg} \beta; \quad m = 1, \quad (22)$$

где d_n – диаметр окружности, на которой расположены поршни в шайбе, м;

β – угол наклона опорной шайбы, град.

Запишем выражение (20), учитывая формулу (21)

$$M_n = \frac{4F^3 d_n^3 \operatorname{tg}^3 \beta^3 m^3 z^3 n^2 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 \eta_n}. \quad (23)$$

Так как привод аксиально-плунжерного насоса осуществляется обкатываемым двигателем, то крутящий момент двигателя равен моменту привода вала насоса. Значит, при помощи регулируемого аксиаль-

но-плунжерного насоса можно создавать и изменять нагрузку на валу ДВС, используя дроссель постоянного сечения, т.е. производить обкатку под нагрузкой для приработки трущихся поверхностей и снимать его эксплуатационные характеристики.

Поэтому можно утверждать, что:

$$M_k = f(\Delta p, n, \rho, d, \mu, \eta_n). \quad (24)$$

$$M_k = f(Q, n, \rho, d, \mu, \eta_n). \quad (25)$$

$$M_k = f(F, d_n, \beta, z, m, n, \rho, d, \mu, \eta_n). \quad (26)$$

Анализируя зависимости (24) – (26), можно сделать вывод, что значение крутящего момента на валу обкатываемого двигателя зависит от угла поворота наклонной шайбы (диска), частоты вращения коленчатого вала двигателя (вала насоса), параметров дросселя постоянного сечения, т.е. крутящий момент на валу обкатываемого двигателя напрямую связан с давлением в напорной магистрали насоса и расходом жидкости через дроссель постоянного сечения.

Следовательно, крутящий момент обкатываемого двигателя проще контролировать по давлению, так как расход жидкости контролировать сложнее, и он зависит еще и от времени.

При торможении двигателя необходимо, чтобы рабочий объем насоса мог изменяться от 0 до максимального значения. Это позволит плавно изменять тормозной момент в необходимом диапазоне.

С целью продления ресурса насоса и гидроаппаратуры максимальное давление в напорной магистрали при максимальном рабочем объеме гидронасоса необходимо поддерживать близким к номинальному значению. Ввиду того, что продолжительность обкатки на последних ступенях нагружения составляет 10 и 5 минут, то допустимо некоторое кратковременное превышение номинального давления.

В качестве нагружающего устройства электрогидравлического обкаточно-тормозного стенда предлагается применение гидравлических насосов объемного типа, которые используются в объемном гидроприводе, получившем наиболее широкое распространение в машиностроении [7].

Как уже отмечалось ранее, наиболее подходящими для торможения двигателя являются регулируемые аксиально-плунжерные насосы.

На рис. 1 приведена гидравлическая схема нагружающего устройства.

Тормозной момент на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания 1, а, следовательно, и на валу регулируемого аксиально-плунжерного насоса 3 создается нагнетанием жидкости через дроссель постоянного сечения 5, т.е. дросселированием, и контролируется по манометру 6. При дросселировании потока жидкости под высоким давлением механическая энергия торможения будет превращаться в тепловую, т.е. будет происходить нагрев рабочей жидкости. Для охлаждения жидкости в конструкции стенда предусмотрен рекуперативный теплообменный аппарат 4.

Частота вращения коленчатого вала обкатываемого двигателя контролируется по тахометру 2.

На основании исследований, приведенных выше, выбор аксиально-плунжерного насоса и диаметра дросселя постоянного сечения для торможения при горячей обкатке двигателя производим по следующей методике.

Определяем крутящий момент на валу обкатываемого двигателя по технической характеристике. Если в ней указана мощность двигателя, то момент находим по формуле:

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n}$$

Пользуясь данными технической характеристики насоса и значением номинальной частоты вращения коленчатого вала обкатываемого двигателя, по формуле (11), с учетом зависимости (1), выбираем насос:

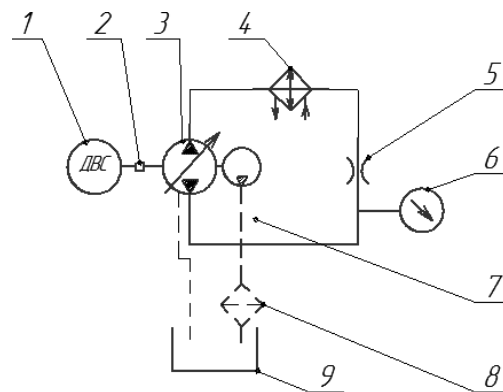
$$M_{e_{max}} \leq \frac{\rho V_o}{2\pi\eta_n}$$

Для выбранного насоса рассчитываем диаметр дросселя постоянного сечения по формуле:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_o n \eta_o}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}}}$$

Произведем расчет параметров гидравлического тормоза для горячей обкатки под нагрузкой двигателя Д-240.

Номинальный крутящий момент на валу двига-



- гидравлия высокого давления (напорная)
- гидравлия с давлением подпитки
- - - гидравлия всасывания
- · - · гидравлия с давлением дренажа

Рисунок 1. Гидравлическая схема тормозного устройства:

- 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – тахометр;
- 3 – регулируемый аксиально-плунжерный насос; 4 – теплообменный аппарат; 5 – дроссель постоянного сечения; 6 – манометр; 7 – насос подпитки; 8 – фильтр; 9 – гидробак

теля – 255 Н·м. Для торможения выбираем насос НП-90. Находим момент привода на валу насоса при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и сравниваем его с номинальным крутящим моментом двигателя:

$$255 \text{ Н} \cdot \text{м} < \frac{20,6 \cdot 10^6 \cdot 89 \cdot 10^{-6}}{2\pi \cdot 0,93} = 314 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для выбранного насоса рассчитываем диаметр дросселя постоянного сечения:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot 36,7 \cdot 0,91}{3,14 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{2}{800} \cdot 20,6 \cdot 10^6}}} = 0,005 \text{ м}$$

По вышеизложенной методике подобраны насосы и диаметры отверстий дросселей для нагружения при горячей обкатке двигателей внутреннего сгорания, наиболее распространенных в нашей республике.

Результаты подбора представлены в таблице.

Заключение

Применение аксиально-плунжерных насосов в качестве тормоза при обкатке и испытаниях ДВС является перспективным направлением. Развитие этого направления позволит в короткие сроки оснастить ремонтные предприятия дешевыми, малогабаритными, универсальными, экономичными и надежными стендами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев, П.В. Новые обкаточно-тормозные стенды для двигателей внутреннего сгорания/ П.В. Григорьев, А.А. Ермилов// МТС. – 2006. – №1. – С. 53-54.
2. Соловьев, Р.Ю. Гидрообъемный привод как средство обкатки двигателей внутреннего сгорания/ Р.Ю. Соловьев, А.А. Ермилов// Ремонт, восстановление, модернизация. – 2006. – №7. – С. 8-10.
3. Жданко, Д.А. Анализ современных обкаточно-тормозных стендов/ Д.А. Жданко, А.В. Новиков// Межведомственный тематич. сб. “Механизация и электрификация сельского хозяйства”/ РУП “НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства”. – 2007. – №41. – С.42-48.
4. Совершенствование обкаточно-тормозных устройств/ В.Я. Тимошенко [и др.] //Агропанорама. – 2006. – №11. – С. 11-13.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроит. вузов /Т.М. Башта [и др.]. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.
6. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник/ В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
7. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет/ З.В. Ловкис. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.

Подбор аксиально-плунжерных насосов и дросселей постоянного сечения для торможения ДВС при горячей обкатке

Марка двигателя	Номинальный крутящий момент на валу двигателя, Н·м	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Марка насоса	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Диаметр дросселя, мм
ЯМЗ-240Б	1110	1900	A4VSO	20	355	9
Д-260.16	937	2100	A4VSO	25	250	7,5
Д-260.7-43	920	2103	A4VSO	25	250	7,5
ЯМЗ3238НБ	850	1700	313.3.250, A4VSO	20	250	8
Д-260.7С2	846	2100				9
Д-260.4С2	709	2100				
Д-260.1С2	528	2100	313.3.160, A4VSO	20	160 180	7 6,5
Д-260.2-2С2	455	2100	НП-112	26,5	110,8	5,5
Д-245	334	2200	НП-90	20,6	89	5,5
Д-245	282	2200				5,5
Д-245.5, Д-243	260	2200				5
Д-240	255	2200				5
Д-242	200	2200				
Д-244	182	2200	НП-71	22,5	69,8	4,5