Рис. 2. Процессы управления по углу тангажа x_1 : а) при линейном управлении; б) при разрывном управлении

Сопоставление процессов управления (рис. 2) показало при одинаковом времени переходного процесса следующие преимущества разрывного управления (4) в режиме скольжения по сравнению с линейным управлением, оптимальным по минимуму интеграла от квадрата ошибки [3]:

- нулевое перерегулирование по сравнению с перерегулированием в 17,34%;
- число колебаний за время переходного процесса равно нулю по сравнению с двумя;
- нулевая установившаяся ошибка по сравнению с ошибкой, равной 0,022 рад.

Таким образом, результаты моделирования системы управления КЛА с предлагаемым разрывным управлением демонстрируют требуемые прямые показатели качества. При более точной модели углового движения, получаемой без допущений относительно координат движения центра масс и с учетом соответствующих числовых данных по параметрам и по возмущениям, полученные результаты могут быть достаточно эффективно применены и в качестве бортовых алгоритмов управления.

1. Андреевский В.В. Динамика спуска космических аппаратов на Землю. М.: Машиностроение, 1970. 232 с.
2. Боднер В.А. Теория автоматического управления полетом. М.: Наука, 1964. 700 с.
3. Кузовков Н.Т. Модальное управление и наблюдающие устройства. М.: Машиностроение, 1976. 184 с.
4. Лебедев А.А., Герасюта Н.Ф. Баллистика ракет. М.: Машиностроение, 1970. 244 с.
5. Мещанов А.С., Севрюгин С.Ю. Метод управления с гарантированной терминальной инвариантностью к неопределенным и номинальным возмущениям // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, 2010. №3. С. 196 – 203.

Тойгамбаев С.К., Евграфов В.А.

Применение статико–динамического нагружения при холодной обкатке двигателей внутреннего сгорания

*РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева
(Россия, Москва)*

doi: 10.18411/lj-07-2019-81

idsp: ljjournal-07-2019-81

Аннотация

В статье представлен стенд для холодной статико-динамической обкатки двигателей, позволяющей более качественно проводить приработку деталей. Сущность модернизации стенда в разработке подвижных стоек для возможности обкатки более

широкой номенклатуры двигателей. Проведены необходимые расчеты и представлены схемы.

Ключевые слова: статико; динамик; обкатка; приработка; двигатель.

Abstract

The article presents a stand for cold static-dynamic run-in of engines, which allows more qualitative processing of children. The essence of the modernization of the stand in the development of mobile racks for the possibility of running a wider range of engines. The necessary calculations are carried out and schemes are presented.

Key words: static; speaker, running-in; burn-in; engine.

Одним из основополагающих факторов, определяющих долговечность деталей и надежную работу двигателя внутреннего сгорания (ДВС), а, следовательно, и качество их ремонта является правильно выполненная приработка, которая, как завершающая технологическая операция процесса ремонта и изготовления ДВС, частично проводится на ремонтном предприятии, а завершается в условиях эксплуатации. Обкатка тракторных ДВС осуществляется в несколько стадий. На первой стадии отремонтированные (или новые) ДВС проходят технологическую обкатку в стационарных условиях на заводах-изготовителях или ремонтных предприятиях. Продолжительность такой обкатки не превышает нескольких часов (1,5...3 ч.), однако её роль, по мнению большинства исследователей, чрезвычайно важна, так как в её процессе происходит предварительная приработка сопряжений ДВС, обеспечивающая возможность подготовить поверхности трения деталей к восприятию эксплуатационных нагрузок; выявление и устранение отказов, возникающих из-за отклонений в качестве запасных частей, в технологии ремонта деталей, сборки сопряжений и узлов ДВС, оказывающих влияние на всю его последующую работу. Технологическая обкатка ДВС осуществляется при нагрузках и скоростях, составляющих 50...100 % от номинальных значений, при этом ДВС или не достигают номинальной мощности, или работают при ней короткое время. Несоблюдение элементарных правил технологической обкатки ДВС, а также неправильное назначение режимов для данной конкретной модели ДВС могут способствовать резкому ухудшению приработки деталей, преждевременному износу, и, как следствие, снижению межремонтного ресурса ДВС.

На второй стадии производится начальная эксплуатационная обкатка ДВС в составе машин, на которых он установлен. Продолжительность начальной эксплуатационной обкатки ДВС составляет 30...60 мото. часов.

На третьей стадии проводится заключительная эксплуатационная обкатка, продолжительность которой достигает 400...600 мото. часов [1].

Целью данной разработки является повышение качества приработки и снижение первоначального износа.

Назначение, устройство и принцип действия обкаточного стенда. Стенд для холодной обкатки дизелей со статико-динамическим нагружением предназначен для холодной приработки двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Предлагаемый способ приработки поршневого двигателя внутреннего сгорания, схема процесса приработки двигателя внутреннего сгорания - рисунок 1. и чертеж установки для холодной статико-динамической обкатки двигателей представлена на рисунке 2., заключается в том, что перед этапом холодной обкатки осуществляют циклическое нагружение двигателя путем подачи рабочего тела под давлением от внешнего источника повышенного давления в неработающие цилиндры двигателя, коленчатый вал которого вращается со сверхнизкой частотой вращения, причем в качестве рабочего тела используется масло. Подача рабочего тела в цилиндры происходит при пульсирующем давлении, при этом подача рабочего тела осуществляется в цилиндр двигателя с давлением, равным максимальному давлению рабочего цикла на номинальном режиме работы ДВС данной марки. Использование импульсной подачи рабочего тела под определенным давлением в цилиндры двигателя (≈ 8 МПа) приводит к

пульсирующим ударным нагрузкам на сопряжения ДВС, что вызывает упрочнение поверхностей трения деталей, путем наклепа и исправления микро- и макрогеометрии поверхностей трения. В результате такого воздействия металл с поверхности трения не удаляется, а остается на ней, так как в результате поверхностно-пластических деформаций, возникающих под действием ударных нагрузок, возникают силы, деформирующие выступы неровностей шероховатых поверхностей трения, приложенные по нормали к поверхности трения, а не боковые, вызванные вращением одной детали относительно другой. Вращение коленчатого вала со сверхнизкой частотой вращения значительно снижает силы трения при вращении и усилие среза микронеровностей шероховатых поверхностей, что позволяет частицам металла не вырываться с поверхности трения, а лишь частично деформироваться, что способствует исправлению макро- и микрогеометрии, а также снижению приработочного износа, и как следствие увеличение эксплуатационного ресурса как отдельных деталей, так и двигателя в целом.

Рис. 1 Схема процесса приработки двигателя внутреннего сгорания

Предлагаемый способ холодной приработки позволит сократить время основных этапов с одновременным упрочнением поверхностей трения, а также снизить первоначальный износ. НМ - насос-мотор; МР - мотор-редуктор; Ф - фильтр; ДВС - двигатель внутреннего сгорания; БУ - блок управления; Ш - штуцер; РВД - регулятор высокого давления; РНД - регулятор низкого давления; ЭК1 - нагнетательный электромагнитный клапан; ЭК2 - сбросной электромагнитный клапан; УЭ - упругий элемент; ПЧВ - преобразователь частоты вращения; Ф - фильтр; СО - сливное отверстие; СССРДН - система создания статико-динамических нагрузок.

Рис. 2. Чертеж установки для холодной статико-динамической обработки двигателей. А - блок винта стойки крепления двигателя; Б - узел крепления стойки стола привода. 3; 4; 7 - стойки крепления ножек установки; 8 - мотор-редуктор МРЧ; 9 - насос-мотор НМШГ; 10 - муфта; 11 - рама установки; 12 - передвижная стойка крепления двигателя; 13 - стойка стола привода установки; 14 - ножка стола привода установки; 15 - карданная передача привода; 16 - платформа крепления.

Устройство для приработки ДВС содержит: непосредственно ДВС; систему создания статико-динамической нагрузки (СССДН), включающую насос-мотор (НМ), регуляторы высокого и низкого давления (РВД и РНД), штуцер (Ш), имеющий в составе два электромагнитных клапана (ЭК1 и ЭК2), блок управления электромагнитными клапанами (БУ); механизм поворота, включающий мотор-редуктор (МР), упругий элемент (УЭ) и преобразователь частоты вращения (ПЧВ). Двигатель внутреннего сгорания маховиком через упругий элемент (УЭ) соединен с выходным валом мотор-редуктора (МР). Частота вращения вала мотор-редуктора в свою очередь контролируется с помощью преобразователя частоты вращения (ПЧВ). Механизм привода позволяет достичь сверхнизкой частоты вращения коленчатого вала двигателя. Наличие червячного мотор-редуктора (МР) позволяет исключить противовращение в механизме привода. Линия подачи рабочего тела содержит насос-мотор (НШМ-12-25-10/10), при помощи которого рабочее тело (дизельное масло М10-2Г) забирается через сливное отверстие поддона картера ДВС и через масляный фильтр подается к регулятору высокого давления (клапан марки ГА-76070), который регулирует давление масла на давление, соответствующее максимальному давлению рабочего цикла в цилиндре ДВС, и подает его к штуцеру, а также регулятору низкого давления (клапан КП 16.2.5.000), откуда рабочее тело под давлением, соответствующим давлению в системе смазки ДВС, поступает в главную масляную магистраль (для осуществления принудительной смазки деталей кривошипно-шатунного механизма), и во всасывающую полость насос-мотора. Штуцер представляет собой корпус, в котором установлены нагнетательный электромагнитный клапан (в качестве его используется двухзатворный электромагнитный клапан ЭГФ) и сбросной электромагнитный клапан (в качестве его используется гидравлически разгруженный клапан ЭГФ). Штуцер устанавливается в технологическое отверстие под форсунки. Управление работой электромагнитных клапанов осуществляется с помощью блока управления. Линия подачи и слива рабочего тела и всасывающая магистраль насос-мотора состоит из гибких рукавов высокого давления (марки Н 036.83.010-160), соединенных штуцерами. Работа стенда для холодной приработки происходит следующим образом: сначала производится прокачка системы нагружения (для удаления воздуха). С этой целью, предварительно масло заливается в необходимом объеме в поддон картера ДВС. При включении насос-мотора (НМ) масло забирается из поддона картера через сливное отверстие (СО), фильтр (Ф) и подается насос-мотором через регулятор высокого давления к штуцеру, причем при проведении прокачки сбросной электромагнитный клапан (ЭК2) находится в открытом состоянии. О завершении прокачки свидетельствует наличие однородной масляной структуры, видимой через прозрачную вставку в трубопроводе на выходе сбросного электромагнитного клапана. После завершения прокачки системы устанавливаем с помощью преобразователя необходимую частоту вращения вала мотор-редуктора (МР), соответствующую данной модели ДВС. В процессе приработки масло под давлением подается насос-мотором (НМ) к регулятору высокого давления (РВД), который распределяет масло к штуцеру (Ш) (к нагнетательному клапану) и к регулятору низкого давления (РНД). Регулятор низкого давления распределяет масло в главную масляную магистраль (ГММ) ДВС и во всасывающий трубопровод насос-мотора (НМ). При открытии электромагнитного клапана масло подается в надпоршневую полость цилиндра под давлением, соответствующим давлению такта сжатия (8...10 МПа). После подачи масла в цилиндр электромагнитный клапан закрывается и выдерживается в таком положении заданный промежуток времени, при закрытом сбросном клапане. После этого сбросной электромагнитный клапан открывается, давление в надпоршневом пространстве падает и масло через сбросной электромагнитный клапан (ЭК2) поступает в заливную горловину ДВС. При этом в периоды времени, когда происходит нагружение в цилиндре двигателя, рабочее тело, воздействуя на поршень с пульсирующим давлением, создает пульсирующую ударную нагрузку, в результате коленчатый вал двигателя пытается повернуться в обратную направлению вращения сторону, а в периоды разгрузки эластичная муфта будет компенсировать данный угол поворота.

Воздействуя на поршень, рабочее тело с пульсирующим давлением создает пульсирующую ударную нагрузку на сопряжения двигателя, производя упрочнение поверхностей трения путем наклепа, в результате которого происходит сглаживание поверхностей трения и выравнивание макро- и микрогеометрии сопряжений без потери металла. Все это значительно позволяет снизить начальный (прирабочный) износ и увеличить срок службы, как отдельных сопряжений, так и всего двигателя в целом. Состояние приработочности поршневой группы может быть определено по величинам давлений в конце сжатия при 600 мин^{-1} и температуре масла двигателя $75...80 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Давление определяют компрессометром. Состояние подшипников характеризуется, прежде всего, величиной давления масла.

Выбор электродвигателя для привода коленчатого вала ДВС.

Мощность на коленчатом валу двигателя $P_{кв}$, Вт:

$$P_{кв} = T_{кв} \cdot \omega_{кв}, \quad (1)$$

где $T_{кв}$ – вращающий момент на ведущем валу, $T_{кв} = 680 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$\omega_{кв}$ – угловая скорость вала, с^{-1} .

$$\omega_{кв} = \frac{\pi \cdot n_{с}}{30}, \quad (2)$$

где $n_{с}$ – частота вращения вала, мин^{-1} ; $n_{с} = 0,56 \text{ мин}^{-1}$,

$$\omega_{с} = \frac{3,14 \cdot 0,56}{30} = 0,06 \text{ с}^{-1}, \text{ тогда } P_{кв} = 680 \cdot 0,06 = 40,8 \text{ Вт.}$$

Частота вращения вала мотор-редуктора $n_{м}$, мин^{-1} [2]:

$$n_{м} = n_{с} \cdot u, \quad (3)$$

где u – передаточное отношение червячного редуктора; принимаем $u = 80$;

$$n_{м} = 0,56 \cdot 80 = 45 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающие моменты на валу мотор-редуктора, $\text{Н}\cdot\text{м}$ [2]:

$$T_{м} = \frac{T_{с}}{u \cdot \eta_{ч.р.} \cdot \eta_{н.м.}}, \quad (4)$$

где $\eta_{ч.р.}$ – коэффициент полезного действия червячного редуктора, принимаем [2]: $\eta_{ч.р.} = 0,7$; $\eta_{н.м.}$ – коэффициент полезного действия предохранительной муфты, принимаем [2]: $\eta_{н.м.} = 0,98$.

$$T_{м} = \frac{680}{80 \cdot 0,7 \cdot 0,98} = 12,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Рис. 3 Кинематическая схема механизма привода коленчатого вала ДВС. 1 – червячный редуктор; 2 – двигатель

Потребляемая мощность электродвигателя мотор-редуктора, Вт [2]:

$$P_m = \frac{P_{кв}}{\eta_{ч.р.} \cdot \eta_{п.м.}}, \quad (5)$$

$$P_m = \frac{40,2}{0,7 \cdot 0,98} = 58,3 \text{ Вт.}$$

С учетом пусковых нагрузок мощность может быть увеличена в 3...4 раза.

Так как частота вращения вала электродвигателя низкая, принимаем серийно изготавливаемый мотор-редуктор 1МПз2-31,5 с частотой вращения выходного вала $n_g = 45 \text{ мин}^{-1}$ [2].

Расчет резьбы стойки станда. Назначаем материалы для винта – сталь 20 и гайки – сталь 20. Примем квадратную однозаходную правую резьбу. Для определения среднего диаметра резьбы винта и гайки d_2 из расчёта резьбы на износостойкость примем отношение высоты гайки к среднему диаметру резьбы

$k = H / d_2 = 1,6$ и допускаемое давление для резьбы $[q] = 10 \text{ МПа}$. Вес двигателя ЯМЗ-236 составляет 820 кг. Так как конструкцией станда предусмотрены четыре стойки под двигатель, то нагрузка на одну стойку будет составлять: $F = 2,05 \text{ кН}$. Расчетная схема стойки представлена на рисунке 3.

Рис. 4 Расчетная схема стойки. 1- гайка; 2 – винт; 3 – рукоятка

Из условия на сопротивление изнашиванию определяем средний диаметр резьбы [3]:

$$d_2 = \sqrt{2F / (\pi k [q])}. \quad (6)$$

$$d_2 = \sqrt{2F / (\pi k [q])} = \sqrt{2 \cdot 2,05 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1,6 \cdot 10 \cdot 10^6)} = 17 \text{ мм.}$$

Геометрические размеры.

Высота профиля резьбы [3]:

$$h = 0,1 \cdot d_2 \quad (7)$$

$$h = 0,1 \cdot d_2 = 0,1 \cdot 17 = 1,7 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр резьбы [3]:

$$d = d_2 + h, \quad (8)$$

$$d = d_2 + h = 17 + 1,7 = 18,7 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр резьбы [3]:

$$d_1 = d_2 - h, \quad (9)$$

$$d_1 = d_2 - h = 17 - 1,7 = 15,3 \text{ мм.}$$

Шаг резьбы [3]:

$$P = 2 \cdot h, \quad (10)$$

$$P = 2 \cdot h = 2 \cdot 1,7 = 3,4 \text{ мм.}$$

Ход резьбы P_h (число заходов резьбы $n = 1$):

$$\begin{aligned} Ph &= n \cdot P, \\ Ph &= n \cdot P = 1 \cdot 3,4 = 3,4 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (11)$$

Угол подъема резьбы [3]:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &= P_h / (\pi d_2), \\ \operatorname{tg} \varphi &= P_h / (\pi d_2) = 3,4 / (3,14 \cdot 17) = 0,064, \end{aligned} \quad (12)$$

следовательно, угол подъема резьбы $\varphi = 3^{\circ}40'$.

Коэффициент трения стали по стали при слабой смазке примем $f = 0,1$. Значит, $\operatorname{tg} \psi = f = 0,1$ и угол трения $\varphi = 5^{\circ}50'$. Условие самоторможения винта обеспечено, так как $\psi < \varphi$ ($3^{\circ}40' < 5^{\circ}50'$).

Проверим винт на прочность. Крутящий момент в опасных поперечных сечениях винта домкрата (на участке от гайки до рукоятки) [3]

$$\begin{aligned} T &= 0,5 \cdot d_2 \cdot F \cdot \operatorname{tg} (\psi + \varphi), \\ T &= 0,5 \cdot 0,017 \cdot 2050 \cdot 0,17 = 2,96 \text{ Н·м.} \end{aligned} \quad (13)$$

Для стали 20 предел текучести по ГОСТ 1050-80 $\sigma_T = 250$ МПа. Допускаемое напряжение на сжатие для винта [3]:

$$\begin{aligned} [\sigma_c] &= \sigma_T / 3, \\ [\sigma_c] &= \sigma_T / 3 = 250 / 3 = 83,3 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (14)$$

Эквивалентное напряжение [3]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ЭКВ}} &= \sqrt{\left[4F / (\pi d_1^2) \right]^2 + 4 \left[T / (0,2 d_1^3) \right]^2}, \\ \sigma_{\text{ЭКВ}} &= \sqrt{\left[4 \cdot 2,05 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 15,3^2) \right]^2 + 4 \left[2,96 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 15,3^3) \right]^2} = 49,8 \text{ МПа.} \\ 49,8 \text{ МПа} &< 83,3 \text{ МПа.} \\ [\sigma_{\text{ЭКВ}}] &< [\sigma_c], \end{aligned} \quad (15)$$

т.е. прочность винта даже выше требуемой.

Коэффициент приведения длины винта $\mu = 2$, так как винт можно считать стойкой с нижним закреплённым концом. Приведённый момент инерции площади сечения винта [3]:

$$\begin{aligned} I &= (\pi \cdot d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6 \cdot d / d_1), \\ I &= (\pi \cdot d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6 \cdot d / d_1) = (3,14 \cdot 15,3^4 / 64) + (0,4 + 0,6 \cdot 18,7 / 15,3) = 2,69 \cdot 10^3 \text{ мм}^4 \end{aligned} \quad (17)$$

Радиус инерции площади сечения винта [3]:

$$\begin{aligned} i &= \sqrt{I / A_1}, \\ i &= \sqrt{I / A_1} = \sqrt{4 \cdot I / (\pi \cdot d_1^2)} = \sqrt{4 \cdot 2,89 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 15,3^2)} = 3,9 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (18)$$

Гибкость винта λ определяем по формуле [3]: $\lambda = \mu L / i = 2 \cdot 200 / 3,9 = 102$.

Критическая сила:

$$\begin{aligned} F_{\text{кр}} &= \pi^2 E I (\mu \cdot l)^{-2}, \\ (\text{рассматриваем винт как стержень с одним жёстко закреплённым и другим свободным концом}); F_{\text{кр}} &= 3,142 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,69 \cdot 10^3 / (2 \cdot 200)^2 = 34,8 \text{ кН.} \end{aligned} \quad (19)$$

Допускаемая сила [3]:

$$[F] = F_{\text{кр}} / S_y, \quad (20)$$

где $[S_y]$ - коэффициент запаса устойчивости $[S_y] = 2,5$ [3].

$$[F] = 34,8 / 2,5 = 13,92 \text{ кН.}$$

Устойчивость винта обеспечена, так как сила, действующая на одну стойку, $F = 2,05$ кН меньше допускаемой $[F] = 13,92$ кН.

Перейдём к расчёту гайки. Примем допускаемые напряжения гайки на растяжение и смятие $[\sigma_p] = [\sigma_{см}] = 40$ МПа, на срез $[\tau_c] = 22,5$ МПа.

Высота гайки [3]: $k \cdot d_2 = 1,6 \cdot 17 = 27,2$ мм.

Наружный диаметр гайки [3]:

$$D = \sqrt{4F / (\pi [\sigma_p])} + d^2, \quad (21)$$

$$D = \sqrt{4 \cdot 2,05 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40)} + 17^2 = 8,4 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр фланца гайки [3]:

$$D_1 = \sqrt{4 \cdot 2,05 \cdot / (3,14 \cdot 40)} + 8,4^2 = 12,3 \text{ мм.}$$

Толщина фланца [3]: $\delta = F / (\pi D [\tau_c]) = 2,05 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 8,4 \cdot 22,5) = 1,5$ мм.

Гидравлический расчет: Расчет трубопроводов. Для всех линий используются гибкие армированные двухоплеточные трубопроводы по ГОСТ 8737-77. Соединение трубопроводов с гидроаппаратурой осуществляется штуцерами.

Из уравнения непрерывности потока жидкости, внутренний диаметр трубопровода определяется [4]:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q_H}{V}}, \quad (22)$$

где $Q_H = 190 \cdot 10^{-6}$ м³/с – величина потока жидкости через трубопровод;

V – скорость потока жидкости, м/с.

Скорость потока жидкости принимается: - для всасывающего трубопровода $V = 1$ м/с; - для сливного трубопровода $V = 2$ м/с; - для напорного трубопровода $V = 4$ м/с.

Тогда диаметр трубопроводов, м:

- всасывающего; $d_{BC} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_H}{V}} = 1,13 \sqrt{\frac{190 \cdot 10^{-6}}{1}} = 15,57 \cdot 10^{-3}$ м;
- сливного; $d_{BC} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_H}{V}} = 1,13 \sqrt{\frac{190 \cdot 10^{-6}}{2}} = 11,18 \cdot 10^{-3}$ м;
- напорного; $d_{BC} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_H}{V}} = 1,13 \sqrt{\frac{190 \cdot 10^{-6}}{4}} = 8,79 \cdot 10^{-3}$ м;

В соответствии с ГОСТ 16516-80 выбираем стандартные диаметры трубопроводов [4]. Внутренний диаметр: $d_n = 10$ мм, $d_c = 12$ мм, $d_v = 16$ мм.

Наружный диаметр трубопровода: $d_n = 22$ мм, $d_c = 25$ мм, $d_v = 29$ мм.

Тогда действительные скорости потока жидкости [4]:

$$V = 1,13^2 \frac{Q_H}{d^2}, \quad (23)$$

- в напорном трубопроводе; $V_H = 1,13^2 \frac{Q_H}{d^2} = 1,13^2 \frac{190 \cdot 10^{-6}}{10^2} = 2,43$ м/с;
- в сливном трубопроводе; $V_C = 1,13^2 \frac{Q_H}{d^2} = 1,13^2 \frac{190 \cdot 10^{-6}}{12^2} = 1,69$ м/с;
- во всасывающем; $V_{вс} = 1,13^2 \frac{Q_H}{d^2} = 1,13^2 \frac{190 \cdot 10^{-6}}{16^2} = 0,95$ м/с.

Расчет потерь давления во всасывающем трубопроводе. Для исключения кавитации необходимо иметь давление в конце всасывающего трубопровода не меньше 0,06 МПа. Это давление определяется из уравнения Бернулли [4]

$$P_B = P_O + \rho \cdot g \cdot h - \frac{\rho \cdot V^2}{2} - \left(1 + \zeta \cdot b + \frac{\lambda \cdot l}{d} \right), \quad (24)$$

где $P_0 = 101,325$ – атмосферное давление, кПа; $\rho = 890$ – плотность жидкости, кг/м³; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²; $h = 0,14$ – высота всасывания, м; $V = V_{вс} = 0,95$ – скорость потока жидкости, м/с; $\xi = 1,45$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений; b – поправочный коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости на местные потери; λ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода; $l = 0,32$ – длина всасывающего трубопровода; $d = 0,016$ м – диаметр трубопровода, м.

Коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода зависит от числа Рейнольдса, которое определяет режим сечения жидкости:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (25)$$

где $\nu = 50 \cdot 10^{-6}$ – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{0,95 \cdot 0,016}{50 \cdot 10^{-5}} = 304$$

тогда

Поток ламинарный, т.к. $Re = 304 < 2200$.

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{304} = 0,247.$$

Тогда коэффициент трения

По графику определяем поправочный коэффициент $b = 3$ [4]. Давление во всасывающем трубопроводе:

$$P_B = 101323 + 890 \cdot 9,81 \cdot 0,14 - \frac{890 \cdot 0,9}{2} \cdot \left(1 + 1,45 \cdot 3 + \frac{0,259 \cdot 0,32}{0,016} \right) = 98328 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}.$$

$P_B = 0,1$ МПа удовлетворяет заданному выше условию.

Расчет потерь давления в напорной и сливной гидролиниях. Общие путевые потери определяются по формуле:

$$\sum \Delta P_n = \Delta P_{nn} + \Delta P_{nc}, \quad (26)$$

где ΔP_{nn} , ΔP_{nc} – путевые потери в напорной и сливной гидролиниях, находим по формуле [4].

$$\Delta P_{nn} = \lambda_n \cdot \rho \frac{l_n \cdot V_n^2}{d_n \cdot 2}, \quad (27)$$

$$\Delta P_{nc} = \lambda_c \cdot \rho \frac{l_c \cdot V_c^2}{d_c \cdot 2}. \quad (28)$$

Из предыдущих расчетов определяем Re :

$$- \text{ в напорной; } Re_n = \frac{V_n \cdot d_n}{\nu} = \frac{2,43 \cdot 0,01}{50 \cdot 10^{-6}} = 486,$$

$$- \text{ в сливной; } Re_c = \frac{V_c \cdot d_c}{\nu} = \frac{1,69 \cdot 0,012}{50 \cdot 10^{-6}} = 405,6.$$

Тогда коэффициент трения жидкости о стенки:

$$- \text{ в напорной; } Re_n = \frac{V_n \cdot d_n}{\nu} = \frac{2,43 \cdot 0,01}{50 \cdot 10^{-6}} = 486,$$

$$- \text{ в сливной } \lambda = \frac{75}{Re_c} = \frac{75}{405,6} = 0,185.$$

Общие путевые потери:

$$\sum \Delta P_n = \Delta P_{nn} + \Delta P_{nc} = 0,154 \cdot 890 \cdot \frac{1,6 \cdot 2,43^2}{2 \cdot 0,01} + 0,185 \cdot 890 \cdot \frac{1,28 \cdot 1,69^2}{2 \cdot 0,012} = 89925 \text{ Па} \approx 89,9 \text{ кПа}.$$

Местные потери давления находим из выражения [4]:

$$\sum \Delta P_m = \Delta P_{mn} + \Delta P_{mc} = \xi_n \cdot b_n \cdot \rho \cdot \frac{V_n^2}{2} + \xi_c \cdot b_c \cdot \rho \cdot \frac{V_c^2}{2}, \quad (29)$$

где ΔP_{mn} , ΔP_{mc} – местные потери в напорной и сливной гидролиниях;

$\xi_H = 7$ – коэффициент местных сопротивлений в напорной гидролинии;
 $\xi_C = 5,8$ – коэффициент местных сопротивлений в сливной гидролинии;
 $b_H = 1,8$; $b_C = 1,9$.

Общие местные потери [4]:

$$\sum \Delta P_{MH} = \Delta P_{MH} + \Delta P_{MC}, \quad (30)$$

$$\sum \Delta P_{MH} = \Delta P_{MH} + \Delta P_{MC} = 7 \cdot 1,8 \cdot 890 \cdot \frac{2,43^2}{2} + 5,8 \cdot 1,9 \cdot 890 \cdot \frac{1,69^2}{2} = 47,2 \text{ кПа.}$$

Общие потери давления в гидросистеме [4]:

$$\sum \Delta P_M = \sum \Delta P_H + \sum \Delta P_M = 89,9 + 47,2 = 137 \text{ кПа.}$$

Общие потери давления не превышают 10 % давления, создаваемого насосом (10 МПа).

Вывод. Применение существующих технологий и способов обкатки двигателей не позволяет обеспечить достаточной эффективности приработки, снижения износа поверхностей трения в начальный период, равномерной приработки в цилиндрах двигателя, исключения областей схватывания металла из-за неправильности макро- и микрогеометрии. Поэтому для повышения эффективности обкатки автотракторных двигателей внутреннего сгорания предлагается обкатка со статико-динамическим нагружением, позволяющая частично устранить вышеперечисленные недостатки. Для реализации технологии обкатки двигателей со статико-динамическим нагружением разработан стенд для холодной обкатки, проведены технологические и прочностные расчеты стенда.

Conclusion. The use of existing technologies and methods of engine running does not allow to provide sufficient burn-in efficiency, reduce the wear of friction surfaces in the initial period, uniform burn-in in the engine cylinders, exclude areas of metal setting due to the irregularity of macro-and microgeometry. Therefore, to improve the efficiency of running-in of automotive internal combustion engines, it is proposed to run-in with static-dynamic loading, which allows to partially eliminate the above disadvantages. To implement the technology of running-in of engines with static-dynamic loading, a stand for cold running was developed, technological and strength calculations of the stand were carried out.

1. Погорелый И. П. Обкатка и испытание тракторных и автомобильных двигателей / И. П. Погорелый. – М.: Колос, 2003. – 208 с.
2. Ерохин М. Н. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельского назначения / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Н. А. Вискребенцев и др., под ред. М. Н. Ерохин, А.В. Карп. – М.: Колос 1999. – 228 с.
3. Решетов Д. И. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных вузов/ Д. И. Решетов.-4-е изд. перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 2001-496с.
4. Исаев А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельского хозяйства. / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев; В.А. Дидур. – Москва ВО «Агропромиздат» 2000.- 399с.
5. Тойгамбаев С.К., Шнырев А.П., Голиницкий П.В. Метрология. Стандартизация. Сертификация. Учебник для ВУЗов. М.: Изд. Спутник+, 2017–375с.
6. Тойгамбаев С.К., Голиницкий П.В. Измерение и контроль деталей транспортно-технологических комплексов. Учебное пособие. М.: Изд. Спутник +, 2018. – 153с.
7. Тойгамбаев С.К. «Применение инструментальных материалов при резании металлов». Учебник для ВУЗов. М.: Ред. Изд. Отдел МГУП, 2007 -206с.
8. Тогамбаев С.К., Голиницкий П.В. Размерный анализ бронзовых подшипников скольжения при обкатки//Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2013. № 2. С. 58-60.
9. Голиницкий П. В., Вергазова Ю. Г., Антонова У. Ю. Разработка процедуры управления внутренней документацией для промышленного предприятия//Компетентность. 2018. № 7 (158). С. 20-25.