

необхідності широкого впровадження енергоефективних заходів та їх включення в енергетичні стратегії.

### **Список літератури.**

1. The Energy Efficiency Action Plan.CEC.Europa.eu.int 19 october 2006. Офіційний сайт ЕС. URL: [http://europa.eu/index\\_en.htm](http://europa.eu/index_en.htm)

2. Гелетуха Г.Г. Анализ энергетических стратегий стран ЕС и мира и роли в них возобновляемых источников энергии. / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная, А.К. Праховник - Аналитическая записка. - БАУ, 2015. - №13.

3. Кузнецов Н. П., Лысенко О. В. Вероятностные аспекты использования возобновляемых источников энергии на пустующих и непригодных для сельского хозяйства территориях //International Scientific and Practical Conference World science. – ROST, 2017. – Т. 2. – №. 7. – С. 45-51.

УДК 621.43

## **ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ НА ПРИВОД МАСЛЯНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Болтянський О.В., к.т.н.

Стефановський О.Б., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет,  
м. Мелітополь, Україна*

**Summary.** *The power consumption by the automotive engine oil supply pump can be decreased by several ways considered in the presented paper.*

**Keywords:** *internal combustion engine, oil supply pump, volumetric efficiency.*

Мощность  $N$  (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса [1]

$$N = \frac{Q\Delta p}{\eta_{ог}\eta_{мех}},$$

(1)

где  $Q$  – усреднённая подача масла, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p$  – развиваемое избыточное давление, Па;  $\eta_{ог}$  – объёмно-гидравлический коэффициент полезного действия (КПД) насоса, упрощённо называемый «коэффициентом подачи»;  $\eta_{мех}$  – механический КПД насоса и его привода. Эти параметры относятся к номинальному режиму работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

По опытным данным НАТИ, у тракторных дизелей масляные насосы создают 4...5% полной величины среднего давления механических потерь [1]. Постоянная борьба за повышение экономичности ДВС делает актуальным снижение затрат работы на привод масляных насосов. Хотя повышенная подача масла в подшипники ДВС может снизить трение в них, достигнутый результат иногда может быть обесценен возросшими затратами

на привод масляного насоса. Особенно уязвимы здесь транспортные ДВС, снабжённые системами смазки с «сухим картером» и многосекционными масляными насосами.

Для снижения величины мощности  $N$  необходимо уменьшать подачу масла и развиваемое насосом давление, а также повышать КПД в знаменателе (1). Подача масла  $Q$ , имеющего заданную удельную теплоёмкость, с одной стороны, пропорциональна размерам и форсированности ДВС (литражу, номинальной мощности, количеству подшипников, необходимости в дополнительном охлаждении поршней), и также тепловому потоку, отводимому моторным маслом в окружающую среду, а с другой – обратно пропорциональна изменению температуры масла в системе. Также  $Q$  в той или иной степени пропорциональна частотам вращения коленчатого вала ДВС и шестерён масляного насоса, а также обратно пропорциональна зазорам около этих шестерён. Необходимость в достаточной мере обеспечить маслом всех потребителей не только при номинальных, но и при пониженных оборотах коленчатого вала, а также постепенное увеличение зазоров приводит к тому, что величина  $Q$  в (1) обычно выбирается конструктором в несколько раз больше исходно требующейся.

По-видимому, преодолеть эту тенденцию можно, лишь усложняя систему смазки, например, с помощью гидроаккумулятора, подающего потребителям масло при нерасчётных режимах и неблагоприятных условиях работы ДВС.

Более простым представляется снижение  $N$  за счёт уменьшения давления масла  $\Delta p$  и повышения КПД. Чтобы снизить это давление, с одной стороны, используется соответствующая настройка редукционного клапана, а с другой – ограничение потерь давления в масляном фильтре и каналах системы. Вместо центробежных маслоочистителей или центрифуг, нуждающихся в повышенном давлении масла (порядка 0,5 МПа) и отбирающих часть его потока для привода ротора, целесообразнее применять поглощающие фильтры тонкой очистки масла. Относительную длину каналов системы и кинематическую вязкость масла нужно по возможности снижать, что позволит уменьшить потери давления масла в этих каналах. Не менее важно снижать и местные гидравлические сопротивления потоку масла.

Механический КПД масляного насоса и зубчатой передачи к нему от коленчатого вала двигателя достаточно высок (более 0,95), если эта передача и трущиеся пары насоса находятся в нормальном состоянии и не перегружаются усилиями. Более изменчив коэффициент подачи масляного насоса  $\eta_{ог}$ , который для пары прямозубых шестерён равен [1]

$$h_{ог} = \frac{10^6 Q}{2\pi n z_{зуб} b_{ш} m_{ш}^2},$$

(2)

где  $Q$  – подача, л/мин;  $n$  – частота вращения шестерён насоса, 1/мин;  $z_{зуб}$  – количество зубьев у шестерни;  $b_{ш}$  – длина зуба, мм;  $m_{ш}$  – модуль зубчатого

зацепления, мм; произведение  $z_{зуб}m_{ш}$  равно диаметру начальной окружности этого зацепления.

Величина  $\eta_{ог}$  тем выше при данной подаче  $Q$ , чем ниже частота вращения  $n$  и меньше другие параметры в знаменателе (2). В то же время, коэффициент подачи не может быть больше единицы (для расчётов рекомендуется интервал  $\eta_{ог} = 0,6...0,8$ ), поэтому произвольное снижение этих параметров может привести к недопустимому падению  $Q$ .

**Выводы.** Для уменьшения затрат работы на привод масляного насоса ДВС необходимо поддерживать исправность соответствующих трущихся пар, рационально ограничивать величины подачи масла и его избыточного давления, а также стремиться повышать коэффициент подачи.

До решения вопроса о моделировании сложных течений рабочей жидкости (моторных масел) внутри шестерённых насосов необходимо накопление опытных данных о зависимостях коэффициента подачи этих насосов от различных факторов.

#### **Список литературы.**

- 1 Тракторные дизели. Справочник / Под общ. ред. Б.А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. 536 с.
- 2 Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.

УДК 662.758.3

### **ШЛЯХИ ЗАСТОСУВАННЯ СИНТЕЗ-ГАЗУ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ**

Болтянский О.В., к.т.н., доцент  
Стефановський О.Б., к.т.н., доцент,  
Мілаєва І.І., ст. викладач,  
*Таврійський державний агротехнологічний університет,  
м. Мелітополь, Україна*

**Summary:** *The use of synthesis gas as a fuel additive for carburettor and diesel engines is substantiated.*

**Keywords:** *alternative fuels, synthesis gas, engine, vehicle.*

Сьогодні нафта є практично єдиним джерелом виробництва моторних палив, на одержання яких витрачається близько 50% нафти, що добувається у світі, (1,7 з 3,5 млрд. т). Зростання інтенсивності витрати нафти на виробництво вимагає пошуку заміників нафтового пального, що отримали загальну назву альтернативних моторних палив.