

И. П. ТЕРСКИХ

БЕСТОРМОЗНОЙ МЕТОД ПРОВЕРКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРОСИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Одним из методов безразборной проверки двигателей в полевых условиях является бестормозной. Научные основы его разработаны профессором Н. С. Ждановским. Бестормозная проверка работы двигателя основана на использовании в качестве нагрузки механических потерь самого двигателя в сочетании с выключением цилиндров. Наиболее простой вариант бестормозной проверки — работа двигателя на одном цилиндре. Но работа двигателя в этом случае протекает на безрегуляторной ветви характеристики (рис. 1, режим ЧД). Поэтому его работа не всегда устойчива, особенно двигателей с заниженной мощностью. В таких случаях нужно выключать не три, а два цилиндра (режим В'В). Но выключения двух цилиндров недостаточно, чтобы создать работающим цилиндрам номинальный режим С'С. Поэтому нами были исследованы возможности использования гидросистемы в качестве догрузочного цикла при работе двигателя попеременно на двух цилиндрах. Для этих целей был изготовлен и испытан гидравлический догрузатель, с помощью которого осуществлялось дросселирование масла в гидросистеме трактора. Опыты показали, что с помощью гидродогрузателя для тракторов ДТ-54А и типа МТЗ можно создать не только догрузку, равную ВС (рис. 1), но и значительно ее превышающую. В процессе испытаний нами было выявлено, что величина догрузки дросселированием масла в гидроси-

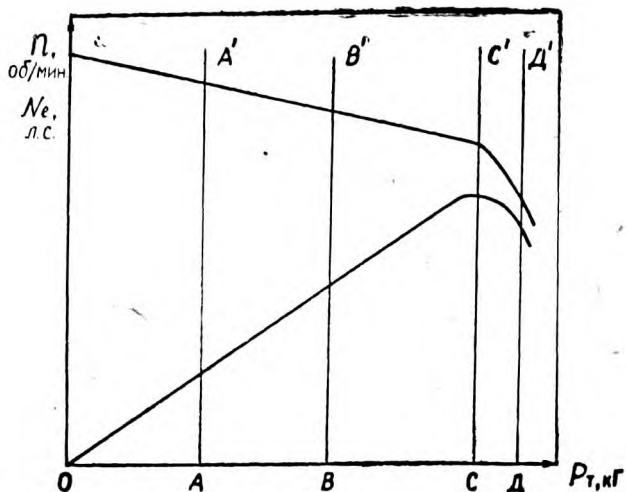


Рис. 1. Зависимость эффективной мощности и числа оборотов от нагрузки двигателя А'А, В'В, Д'Д — режимы работы двигателя соответствующие выключению одного, двух и трех цилиндров.

С'С — номинальный режим работы двигателя.

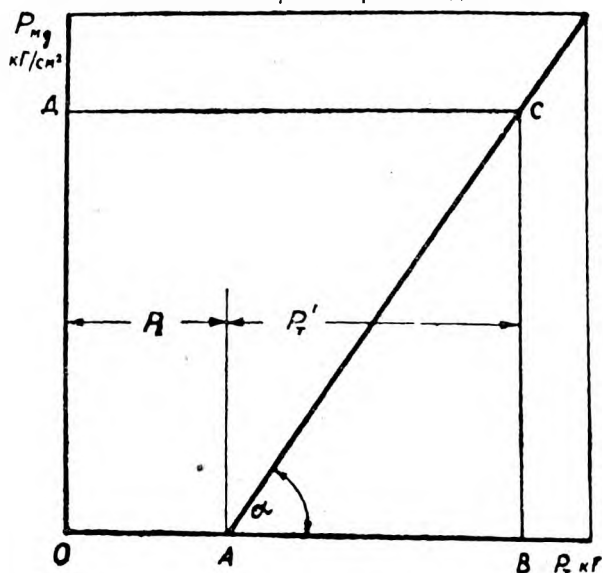


Рис. 2. Зависимость величины догрузки $P_{мд}$ по гидродогрузителю при работе двигателя на двух цилиндрах от соответствующей тормозной нагрузки $P_{т}$ двигателя, работающего на четырех цилиндрах.

мощности трактора изменяется прямо пропорционально тормозной (рис. 2), откуда

$$P_T = P_B + P_T' = P_B + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot P_{\text{мд}}^{\text{кг}}, \quad (1)$$

где P_B — нагрузка механическими потерями двух выключенных цилиндров, кг,

α — угол наклона прямой,

$P_{\text{мд}}$ — величина догрузки дросселированием масла в гидросистеме, кгс/см².

Эксперименты подтвердили теоретические выводы о том, что

$$\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha} = a' = \text{const.}$$

то есть

$$P_T = P_B + a' P_{\text{мд}} \text{ кг.} \quad (2)$$

Величина догрузки $P_{\text{мд}}$ дросселированием масла представляет собой среднюю величину догрузки соответственно при первой и второй паре работающих цилиндров.

$$P_{\text{мд}} = \frac{P'_{\text{мд}} + P''_{\text{мд}}}{2} \text{ кгс/см}^2, \quad (3)$$

Обозначив $\frac{a'}{2} = a = \text{const}$ и подставив выражение (3) в уравнение (2) и далее в известную формулу по определению мощности при $\eta_T = 1$, получим:

$$N_e = \frac{P_B + a (P'_{\text{мд}} + P''_{\text{мд}})}{1000} \cdot n_d, \quad (4)$$

где n_d — число оборотов коленчатого вала двигателя. Величины P_B и a определяются экспериментально.

Мощность догрузки $N_{\text{ед}}^j$ подсчитывается по следующей формуле:

$$N_{\text{ед}}^j = \frac{a \cdot P_{\text{мд}}^j \cdot n_d}{1000} \text{ л.с.}, \quad (5)$$

где $P_{\text{мд}}^j$ — нагрузка, создаваемая давлением масла в гидросистеме трактора и соответствующая j — режиму работающих попарно цилиндров.

В случае необходимости может быть определена эффективная мощность отдельных цилиндров, для чего достаточно оставить следующую систему уравнений, исходя из возможных вариантов попарного переключения цилиндров:

- 1) $N_{e1-2} = \frac{0,5 P_B + a P'_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают I и II цилиндры)
- 2) $N_{e1-3} = \frac{0,5 \cdot P_B + a P''_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают I и III цилиндры)
- 3) $N_{e1-4} = \frac{0,5 \cdot P_B + a P'''_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают I и IV цилиндры)
- 4) $N_{e2-3} = \frac{0,5 \cdot P_B + a P^{IV}_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают II—IV цилиндры)
- 5) $N_{e2-4} = \frac{0,5 \cdot P_B + a P^V_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают II—IV цилиндры)
- 6) $N_{e3-4} = \frac{0,5 \cdot P_B + a P^{VI}_{мз}}{1000} \cdot n_D \text{ л. с.},$
(работают III—IV цилиндры)

Решая эту систему уравнений относительно N_{e_j} , получим:

$$N_{e1} = 0,5 (N_{e1-2} + N_{e1-3} - N_{e2-3}) = 0,5 (N_{e1-3} + N_{e1-4} - N_{e3-4}) = \\ = 0,5 (N_{e1-2} + N_{e1-4} - N_{e2-4}).$$

$$N_{e2} = 0,5 (N_{e2-3} + N_{e2-4} - N_{e3-4}) = 0,5 (N_{e1-2} + N_{e2-3} - N_{e1-3}) = \\ = 0,5 (N_{e1-2} + N_{e2-4} - N_{e1-4}).$$

$$N_{e3} = 0,5 (N_{e1-3} + N_{e2-3} - N_{e1-2}) = 0,5 (N_{e2-3} + N_{e3-4} - \\ - N_{e2-4}) = 0,5 (N_{e1-3} + N_{e3-4} - N_{e1-4})$$

$$N_{e4} = 0,5 (N_{e1-4} + N_{e2-4} - N_{e1-2}) = 0,5 (N_{e2-4} + N_{e3-4} - N_{e2-3}) = \\ = 0,5 (N_{e1-4} + N_{e3-4} - N_{e1-3}).$$

Таким образом, подставив соответствующие значения из системы уравнений 1—6 в полученные выражения, определим эффективную мощность отдельных цилиндров двигателя. Количество уравнений в системе 1—6 можно сократить до четырех, например, достаточно принять уравнения при работе I—II, I—III, I—IV, II—III цилиндров. Тогда эффективную мощность отдельных цилиндров можно определить по более упрощенным формулам:

$$N_{e1} = 0,5 (N_{e1-2} + N_{e1-3} - N_{e2-3}) \text{ л. с.}$$

$$N_{e2} = N_{e1-2} - N_{e1} \text{ л. с.}$$

$$N_{e3} = N_{e1-3} - N_{e1} \text{ л. с.}$$

$$N_{e4} = N_{e1-4} - N_{e1} \text{ л. с.}$$

Лабораторные, лабораторно-полевые и полевые испытания непосредственно в хозяйственных условиях показали, что разработанный нами метод определения мощности двигателя может быть широко использован в практике. Этим методом можно также в случае необходимости снимать регуляторную характеристику двигателя непосредственно в полевых условиях и получать несколько точек на регуляторной и безрегуляторной ветвях характеристики.