

На рис. 3,б показано изменение средних квадратических отклонений различных оценочных критериев в зависимости от "а". Учитывая ограничения на показатели качества процессов и отдавая предпочтение тому или иному критерию, можно найти оптимальное значение "а". Следует отметить, что при увеличении "а" для обоих видов работ возрастают  $\sigma_{\dot{\alpha}}$ ,  $\sigma_{\omega_{\partial}}$ ,  $\sigma_{N_{\partial}}$  и  $\sigma_{v_c}$ . На культивации при  $a/L > 0,65$  все рассмотренные характеристики процессов работы трактора ухудшаются.

Проведенные исследования показали, что основой проектирования трактора должен быть тягово-динамический расчет, при котором агрегат рассматривается как сложная динамическая система с учетом взаимодействия всех ее подсистем, движение которой происходит под влиянием внешних возмущающих и управляющих воздействий, описываемых стационарными случайными функциями. Это позволит на стадии проектирования определить оптимальные параметры трактора с учетом его назначения и условий предполагаемого использования.

На основе выполненных расчетов для пропашного колесного трактора класса 14 кН по критерию минимизации потерь можно рекомендовать увеличение мощности двигателя до 88 кВт при сохранении неизменной существующей эксплуатационной массы  $m_{ТЭ} \approx 3430$  кг и при условии полной реализации мощности на тяговую нагрузку.

### Литература

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. Минск, 1977, ч. II. 384 с. 2. Тарасик В.П. Математическая модель трактора для исследования тяговой динамики. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 4, с. 5–8. 3. Он же. Метод исследования динамики системы местность—трактор—орудие. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 10, с. 9–12. 4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973. — 280 с. 5. Кseneвич И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с.

УДК 629.114.2.01

А.И.Якубович, канд.техн.наук  
(МТЗ)

### ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ТЯГОВО-ТЕМПЕРАТУРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Основные показатели, характеризующие работу тракторных двигателей, а также трактора в целом, — экономичность, срок службы и надежность — зависят в значительной степени от способности системы охлаждения поддерживать наиболее приемлемый температурный режим двигателя независимо от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, а также температуры воздуха окружающей среды.

Изменение расхода топлива, мощности двигателя при работе трактора

приводит к изменению теплового потока через стенки цилиндров в охлаждающую жидкость и масло, а изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя – к изменению расхода теплоносителей: охлаждающей жидкости, масла и воздуха. Установление величины теплового потока, отводимого от цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость и от узлов охлаждения к потоку воздуха, необходимо для определения температурного режима его при разных режимах загрузки.

Совмещение тягово-мощностных показателей трактора с тепловыми и температурными параметрами двигателя позволяет наиболее рационально подойти к выбору режимов работы трактора и более полно оценить его возможности при разных условиях эксплуатации. Такое совмещение возможно при определении теплового потока от стенок цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость в зависимости от эффективной мощности двигателя и теплоотдачи потоку охлаждающего воздуха от узлов системы охлаждения. Совместное комплексное рассмотрение тяговой характеристики трактора, тепловых характеристик двигателя и узлов системы охлаждения позволяет построить тягово-температурную характеристику трактора. Такая характеристика может быть построена расчетным методом с использованием данных экспериментальных исследований.

Построение тягово-температурной характеристики трактора проводится графо-аналитическим методом в четырех квадрантах. Последовательность построения следующая:

1. В первом квадранте (см. рис. 1) строят зависимость коэффициента буксования ведущих колес  $\delta$  от силы тяги  $R_{кр}$  трактора на принятом агрономическом фоне. Кривую буксования можно выбрать по прототипу или получить расчетным способом.

2. Во втором квадранте строят регуляторную характеристику двигателя в функции крутящего момента  $M_e$ . Значение момента откладывают по оси ординат, а значение эффективной мощности  $N_e$ , часового расхода топлива  $G_T$  и частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  – по оси абсцисс.

3. Существующими известными методами [1–3] строят тяговую характеристику трактора, совместив все построения в I и II квадрантах. Построением тяговой характеристики определяют при принятых условиях  $V_d$ ,  $N_{кр}$ ,  $G_T$ ,  $g_{кр}$  и  $\eta_{тя}$  на требуемых передачах (рис. 1).

4. В третьем квадранте строят зависимость теплового потока через стенки цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость  $Q_{охл}$  от эффективной мощности. Тепловой поток в охлаждающую жидкость может быть найден экспериментально. Тепловой поток измеряется на разной эффективной мощности двигателя при постоянной температуре ( $95-100^\circ\text{C}$ ) и равном расходе охлаждающей жидкости. Тепловой баланс двигателей тракторов "Беларусь" Д-240 и Д-240Т с турбонадувом в зависимости от эффективной мощности представлен на рис. 2 и 3. Из графика (рис. 2) следует, что тепловой поток в охлаждающую жидкость  $Q_{охл}$  дизеля Д-240 увеличивается с увеличением мощности и при номинальной мощности 55,2–58,9 кВт и температуре охлаждающей жидкости  $95^\circ\text{C}$  равен 33,52–35,15 кВт.

У дизеля Д-240Т тепловой поток в охлаждающую жидкость (рис. 2) возрастает более интенсивно и при мощности 73,6 кВт, температуре охлаждающей жидкости 95°С равен 46,78 кВт. Уменьшение температуры охлаждающей жидкости увеличивает тепловой поток в жидкость. Увеличение теплового потока при номинальной мощности дизеля Д-240Т составляет 7,3%. Соответственно увеличение температуры охлаждающей жидкости приводит к уменьшению теплового потока в жидкость.

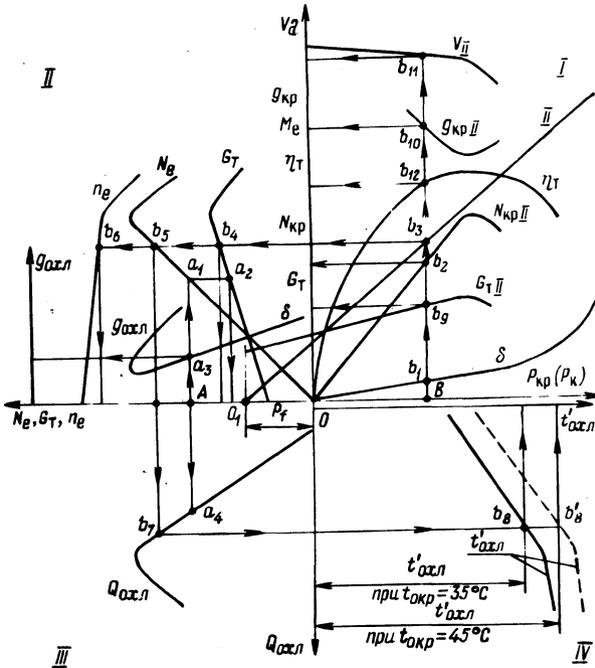


Рис. 1. Тягово-температурная характеристика трактора.

Тепловой поток через стенки цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость может быть рассчитан по относительным величинам составляющих теплового баланса  $q_{охл}$ . Тепловой поток (в кВт), поступающий в систему охлаждения,

$$Q_{охл} = q_{охл} Q_T, \quad (1)$$

где  $Q_T$  – тепловой поток, выделяемый при полном сгорании топлива.

Тепловой поток, выделяемый при сгорании топлива, может быть определен по теплотворной способности топлива  $h_u$  и по расходу его  $G_T$  в единицу времени (в кВт)

$$Q_T = h_u G_T. \quad (2)$$

Относительный тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, для тракторных дизелей в ряде источников [4] указывается в пределах 25–30%. Однако проведенными исследованиями установлено, что  $q_{\text{охл}}$  для разных двигателей имеет разное значение и непостоянно при изменении мощности двигателя и температуры охлаждающей жидкости. На рис. 3 представлены зависимости  $q_{\text{охл}}$  и  $q_{\text{м}}$  для дизелей Д-240 и Д-240Т на номинальном скоростном режиме от мощности.

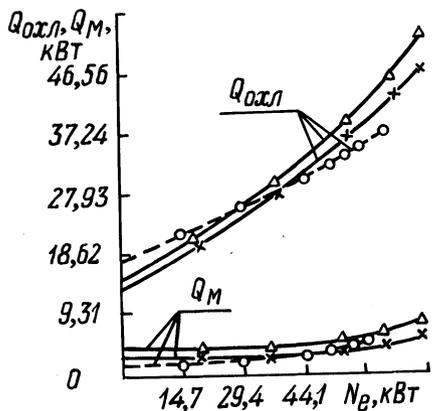


Рис. 2. Тепловой поток в охлаждающую жидкость и масло в зависимости от мощности дизеля:

—○— дизель Д-240; —△— дизель Д-240Т при  $t_{\text{охл}} = 90^\circ\text{C}$ ;  
—×— то же при  $t_{\text{охл}} = 95^\circ\text{C}$ .

При построении расчетной зависимости теплового потока в охлаждающую жидкость от мощности регуляторную характеристику двигателя во II квадранте дополняют характеристикой относительного теплового потока в охлаждающую жидкость  $q_{\text{охл}} = f(N_e)$ . Значение часового расхода топлива  $G_T$  и относительных потерь  $q_{\text{охл}}$  при заданной мощности определяют по регуляторной характеристике. Порядок определения необходимых параметров показан на рис. 1. Значение  $Q_{\text{охл}}$  при разной эффективной мощности двигателя и соответствующей ей  $q_{\text{охл}}$  рассчитывают по формуле (1).

5. В IV квадранте строят зависимость температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя от теплового потока  $Q_{\text{охл}}$ .

Тепловой поток от радиатора, а соответственно, и температурный режим дизеля зависят от конструктивных параметров радиатора, расхода охлаждающей жидкости, расхода воздуха через аэродинамический тракт, температуры окружающей среды и т.д.

Тепловой поток, отводимый от водяного радиатора,

$$Q_p = \alpha_p F_{\text{охл}} (t_{\text{охл}} - t_{\text{окр}}), \quad (3)$$

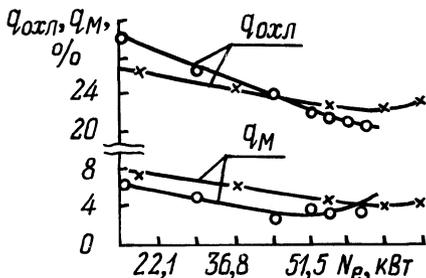


Рис. 3. Относительный тепловой поток в охлаждающую жидкость и масло в зависимости от мощности:

—○— дизель Д-240; —×— дизель Д-240Т.

где  $t_{\text{охл}}$  – средняя температура охлаждаемой жидкости, равная

$$t_{\text{охл}} = t'_{\text{охл}} - \frac{\Delta t_{\text{охл}}}{2}, \quad (4)$$

$t_{\text{окр}}$  – средняя температура воздуха в аэродинамическом тракте трактора, равная

$$t_{\text{окр}} = t'_{\text{окр}} + \frac{\Delta t_{\text{окр}}}{2}, \quad (5)$$

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи поверхности радиатора.

Перепад температуры охлаждающей жидкости определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}},$$

а перепад температуры воздуха в аэродинамическом тракте равен

$$\Delta t_{\text{окр}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}},$$

где  $G_{\text{охл}}$  – расход охлаждающей жидкости через радиатор;  $W_{\text{в}}$  – расход охлаждающего воздуха через АДТ;  $C_{\text{р.охл}}$ ,  $C_{\text{р.окр}}$  – теплоемкость, соответственно, охлаждающей жидкости и воздуха;  $\rho_{\text{охл}}$ ,  $\rho_{\text{окр}}$  – плотность, соответственно, охлаждающей жидкости и воздуха.

Примем, что тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, равен тепловому потоку от радиатора в воздух

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{р}}.$$

В этом случае температурный режим системы охлаждения является установившимся. Тогда уравнение (3) после подстановки  $t_{\text{охл}}$  из уравнения (4) и  $t_{\text{окр}}$  из уравнения (5) примет вид

$$Q_{\text{охл}} = \alpha_{\text{р}} F_{\text{охл}} \left[ \left( t'_{\text{охл}} - \frac{Q_{\text{охл}}}{2G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}} \right) - \left( t'_{\text{окр}} + \frac{Q_{\text{охл}}}{2W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}} \right) \right]. \quad (6)$$

После соответствующих преобразований уравнение (6) можно привести к следующему виду:

$$Q_{\text{охл}} = \frac{t'_{\text{охл}} - t'_{\text{окр}}}{\left( \frac{1}{\alpha_{\text{р}} F_{\text{охл}}} + \frac{1}{2G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}} + \frac{1}{2W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}} \right)}.$$

Зная тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, коэффициент теплопередачи от стенок радиатора, учитывающий конструктивные

параметры радиатора, поверхность охлаждения радиатора, расход охлаждающей жидкости, воздуха через АДТ, а также температуру окружающей среды, по формуле

$$t'_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \left( \frac{1}{\alpha_p F_{\text{охл}}} + \frac{1}{2G_{\text{охл}} C_{p,\text{охл}} \rho_{\text{охл}}} + \frac{1}{2W_v C_{p,\text{окр}} \rho_{\text{окр}}} \right) + t'_{\text{окр}},$$

можно рассчитать и построить в IV квадранте зависимости температуры охлаждающей жидкости от теплового потока. При этом расходы охлаждающей жидкости и воздуха принимаются постоянными на всех скоростных и мощностных режимах двигателя до номинальной мощности  $N_{e \text{ ном}}$ . На режиме максимального крутящего момента  $M_{\text{кр, макс}}$  в связи с уменьшением частоты вращения коленчатого вала расход охлаждающей жидкости и воздуха соответственно уменьшается.

6. Дополнив тяговую характеристику зависимостями  $Q_{\text{охл}} = f(N_e)$  и  $t'_{\text{охл}} = f(Q_{\text{охл}})$  в III и IV квадрантах, путем графических построений определяют температуру охлаждающей жидкости при любой силе тяги и температуре окружающей среды +35 или +45°C. Для этого из точки В (рис. 1) принятого значения силы тяги  $R_{\text{кр}}$  восстанавливают ординату и определяют тяговую мощность трактора  $N_{\text{кр}}$  на необходимой передаче (точка  $b_2$  на II передаче). Далее, продлив ординату до пересечения с зависимостью крутящего момента  $M_e$  от касательной силы тяги  $R_{\text{к}}$  и проведя через эту точку прямую, параллельную оси абсцисс, определяют эффективную мощность двигателя на данной передаче и для принятой силы тяги. Проведя прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с зависимостью  $Q_{\text{охл}} = f(N_e)$ , определяют тепловой поток от цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость. Из точки полученного значения теплового потока проводят параллельную оси абсцисс прямую до пересечения с зависимостью температуры от теплового потока в IV квадранте при соответствующей температуре окружающей среды. Восстановив перпендикуляр из данной точки на ось абсцисс, получают температуру охлаждающей жидкости.

В ряде тракторов в АДТ, помимо узлов охлаждения дизеля, устанавливают радиаторы охлаждения масла ГСОМ, коробки с переключением на ходу и т.д. Температура охлаждающей жидкости при установке в АДТ этих узлов увеличивается. Так, исследованиями установлено, что при тепловом потоке от радиатора ГСОМ 5,24–5,82 кВт температура охлаждающей жидкости увеличивается на 3–4°C. Поэтому при установке в АДТ дополнительных тепловыделяющих узлов, не связанных с двигателем, вводят необходимую поправку по температуре охлаждающей жидкости. Указанную поправку можно учитывать графически, введя дополнительную шкалу температуры охлаждающей жидкости с учетом ГСОМ.

На основании проведенного тягового расчета и построенной тягово-температурной характеристики устанавливается не только характер изменения основных тяговых и экономических показателей трактора, но и характер изменения температурного режима двигателя в зависимости от загрузки его и температуры окружающей среды. Представляется возможным заранее опре-

делить необходимость использования устройств, обеспечивающих поддержание температуры охлаждающей жидкости в заданных пределах с целью получения наибольшей мощности, экономичности и долговечности двигателя на всех режимах его работы. По приведенной методике может быть построена расчетная тягово-температурная характеристика имеющегося или проектируемого трактора на любых агротехнических фонах, горизонтальной поверхности и склонах с учетом изменяющихся параметров трактора и двигателя, и проведен полный анализ тяговых, мощностных, экономических и температурных параметров трактора.

### Литература

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. – Минск, 1977, с. 164. 2. Л ь в о в Е.Д. Теория трактора. – М., 1952, с. 183. 3. Построение тяговой характеристики трактора на поперечном склоне/ И.П.К с е н е в и ч, А.И.Я к у б о в и ч, П.А.А м е л ь ч е н к о, В.В.Г у с ь к о в, – Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 3, с. 5. 4. Г а в р и л о в А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. – М., 1966, с. 50.

УДК 621.431.73

Г.М.Кокин, проф.  
(БПИ)

### ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА АВТОБУСОВ

Транспортная производительность автобусов определяется вместимостью (числом пассажиров, включая стоящих) и средней эксплуатационной скоростью. Вместимость принимается, исходя из ожидаемого потока пассажиров, с учетом назначения (городской, междугородный) и ограничивается величиной общей массы, связанной с нагрузкой на ось. Нагрузка на одну ось по ГОСТу не должна превышать для дорог класса А 10 т и для дорог класса Б 6 т.

На среднюю эксплуатационную скорость влияют дорожные условия, организация и безопасность движения; основным определяющим фактором является средняя техническая скорость. Для городских автобусов важную роль играют расстояние между остановками, простой при посадке пассажиров, под светофорами и т.д. Для таких автобусов высокая максимальная скорость не может быть использована и большое значение имеет величина динамического фактора, обеспечивающая короткое время разгона.

Для других автобусов дальнейшее повышение транспортной производительности возможно за счет повышения средней технической скорости. Способность автобуса быстро разогнаться и иметь достаточно высокую техническую скорость зависит от мощности установленного на автобусе двигателя и принятых скоростных данных на основных передачах трансмиссии.

В настоящее время автобусы классифицируют по общей длине и назначению. Общая длина в определенной степени, в зависимости от назначения, ха-