



Министерство сельского хозяйства  
Российской Федерации  
Федеральное государственное  
бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Самарская государственная  
сельскохозяйственная академия»

Кафедра «Тракторы и автомобили»

# Теория и расчет транспортных и энергетических средств

Методические указания

Кинель  
РИО СГСХА  
2018

УДК 631.371.(075.8)

ББК 40.76 Р

Т-33

Т-33 Теория и расчет транспортных и энергетических средств :  
методические указания / сост. О. С. Володько. – Кинель :  
РИО СГСХА, 2018. – 72 с.

В учебном издании представлена методика выполнения практических заданий по дисциплинам «Теория и расчет энергетических средств» и «Теория и расчет транспортных средств» студентами направления 35.04.06 Агроинженерия.

© ФГБОУ ВО Самарская ГСХА, 2018

© Володько О. С., составление, 2018

## Предисловие

В методических указаниях приведена методика проведения расчетов элементов, механизмов и систем транспортных и энергетических средств, методика снятия режимных характеристик двигателей внутреннего сгорания. Представлены практические задания по определению топливной экономичности и экологической безопасности транспортных средств.

Цель методических указаний – формирование у студентов навыков решения профессиональных задач по проектированию и эффективному использованию двигателей внутреннего сгорания, тракторов и автомобилей.

В процессе выполнения практических заданий студент должен:

- изучить методику и оборудование для испытания энергетических средств, их систем и механизмов;
- освоить основополагающие принципы проведения инженерных расчетов;
- знать основные нормативные значения мощностных, экономических и экологических показателей транспортных средств;
- уметь выполнять регулировки основных систем и механизмов и оценивать их влияние на работу энергетического средства с наибольшей производительностью и экономичностью;
- уметь проводить инженерные расчеты при проектировании систем и механизмов и анализировать полученные результаты;
- уметь расчетным путем оценивать экономические и экологические показатели транспортных и энергетических средств.

Выполнение практических заданий направлено на формирование у студентов следующих компетенций:

- способность анализировать современные проблемы науки и производства в агроинженерии и вести поиск их решения;
- способность и готовность применять знания о современных методах исследования;
- способность проведения инженерных расчетов для проектирования систем и объектов;
- готовность осуществлять контроль соответствия разрабатываемых проектов стандартам, техническим условиям и другим нормативным документам.

## Практическое занятие 1.

### Расчет топливной системы высокого давления дизеля

**Цель занятия.** Провести расчет основных параметров топливного насоса и форсунки.

#### Содержание работы.

Расчет системы высокого давления сводится к определению основных конструктивных параметров топливного насоса (диаметра и хода плунжера), а также диаметра распыливающего отверстия распылителя форсунки.

Основные конструктивные параметры топливного насоса зависят от цикловой подачи топлива  $\Delta g_u$ , определяемой по заданной или расчетной эффективной мощности, расходу топлива и частоте вращения дизеля.

Цикловая подача топлива, или подача топлива за один цикл, в массовых единицах (г/цикл):

$$\Delta g_u = g_e N_e \tau_o 10^3 / (120ni) \quad (1.1)$$

или в объемных единицах  $\Delta V_u$  (мм<sup>3</sup>/цикл):

$$\Delta V_u = g_e N_e \tau_o 10^3 / (120ni\rho_m). \quad (1.2)$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива, г/(кВт·ч);  
 $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;  
 $\tau_o$  – тактность двигателя;  
 $n$  – номинальные обороты двигателя, мин<sup>-1</sup>;  
 $i$  – количество цилиндров;  
 $\rho_m$  – плотность топлива, г/см<sup>3</sup>.

С учетом сжатия топлива, его утечек через неплотности, а также в связи с деформацией топливопроводов высокого давления теоретическая подача секции топливного насоса  $V_m$ , соответствующая геометрической, должна быть больше цикловой подачи топлива  $\Delta V_u$ , т. е.

$$V_m = \Delta V_u / \eta_n, \quad (1.3)$$

где  $\eta_n$  – коэффициент, учитывающий влияние на подачу насоса рассмотренных ранее факторов.

Для автотракторных дизелей при номинальной нагрузке  $\eta_n = 0,7...0,9$ . Теоретическая цикловая подача, соответствующая объему, описанному плунжером ( $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ):

$$V_m = f_{nl} S_{nl}, \quad (1.4)$$

где  $f_{nl}$  – площадь поперечного сечения плунжера,  $\text{мм}^2$ ;

$S_{nl}$  – полный ход плунжера, мм.

В связи с предусмотренным в топливном насосе перепуском части топлива, а также дополнительным расходом топлива на режимах пуска и перегрузки действительную подачу насоса  $V_\delta$  принимают с учетом этих факторов равной

$$V_\delta = (2,5...3,2)V_m. \quad (1.5)$$

С учетом  $V_\delta$  определяют основные размеры топливного насоса (диаметр  $d_{nl}$  и ход  $S_{nl}$  плунжера) из выражения:

$$V_\delta = f_{nl} S_{nl} = \pi d_{nl}^2 S_{nl} / 4. \quad (1.6)$$

Из конструктивных соображений задаются отношением хода плунжера к диаметру плунжера  $\kappa = S_{nl} / d_{nl} = 1,0...1,7$ . Тогда  $V = \pi d_{nl}^3 \kappa / 4$  и диаметр плунжера

$$d_{nl} = \sqrt[3]{4V_\delta / \pi \kappa}. \quad (1.7)$$

Полный ход плунжера

$$S_{nl} = \kappa d_{nl}. \quad (1.8)$$

Полученные расчетом значения диаметра и хода плунжера необходимо скорректировать с учетом типоразмерного ряда, принятого по ГОСТ 10578-74.

Диаметр плунжера  $d_{nl}$ : 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 16 мм.

Ход плунжера  $S_{пл}$ : 6; 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20 мм.

После выбора диаметра плунжера определяют его активный ход ( $S_{акт}$ ):

$$S_{акт} = V_m / f_{пл}. \quad (1.9)$$

При проектировании топливной системы обычно предусматривают возможность увеличения активного хода плунжера на 25-30% для работы дизеля с перегрузкой и компенсации износа плунжерной пары. Наиболее приемлемое отношение полного хода плунжера к его активному ходу составляет 3,00...4,25.

Средняя скорость движения плунжера ( $C_{пл}$ ):

$$C_{пл} = S_{акт} / \tau_{акт} = 6n_k S_{акт} / \varphi_{акт}, \quad (1.10)$$

где  $n_k$  – номинальные обороты кулачкового вала топливного насоса, мин<sup>-1</sup>;

$\varphi_{акт}$  – активная фаза впрыскивания топлива.

$$\varphi_{акт} = \varphi_{впр} / \Delta, \quad (1.11)$$

где  $\varphi_{впр}$  – продолжительность впрыскивания топлива в цилиндр дизеля;

$\Delta$  – коэффициент, учитывающий увеличение действительной продолжительности впрыскивания по сравнению с геометрической ( $\Delta = 1,3...1,7$ ). При этом большие значения относятся к более высоким давлениям впрыскивания.

При расчете диаметра распыливающих отверстий распылителя форсунки цикловая подача, определяемая из выражения, приравнивается к подаче, получаемой из уравнения:

$$\Delta V_u = f_c \mu_\phi \omega_\phi \Delta \tau \cdot 10^3, \quad (1.12)$$

где  $f_c$  – суммарная площадь распыливающих отверстий форсунки, мм;

$\mu_\phi$  – коэффициент расхода топлива ( $\mu_\phi$  принимают в пределах 0,65...0,85);

$\omega_\phi$  – средняя скорость истечения топлива через распыливающие отверстия распылителя, м/с;

$\Delta \tau$  – время истечения топлива, с.

$$\omega_{\phi} = \sqrt{(p_{\phi} - p_{\psi})(2/\rho_m)} 10^6, \quad (1.13)$$

где  $p_{\phi}$  – среднее давление впрыскивания топлива, Па;

$p_{\psi}$  – среднее давление газа в цилиндре в период впрыскивания, Па.

$$p_{\psi} = (p_c^1 + p_z)/2, \quad (1.14)$$

где  $p_c^1$  и  $p_z$  – давления соответственно в конце сжатия (с учетом влияния на него воспламенения) и сгорания, определяемые по данным теплового расчета дизеля.

Время истечения топлива

$$(\Delta\tau = \varphi_{впр}/(6n)), \quad (1.15)$$

где  $\varphi_{впр}$  – продолжительность подачи топлива.

Давление в конце сжатия с учетом влияния на него воспламенения рабочей смеси до прихода поршня в в.м.т.

$$p_c^1 = (1,15...1,25)\rho_c, \quad (1.16)$$

где  $\rho_c$  – давление в конце сжатия.

Продолжительность подачи топлива  $\varphi_{впр}$  принимают с учетом способа смесеобразования в дизеле. При объемном способе смесеобразования  $\varphi_{впр}$  принимают в пределах  $10...20^\circ$ , при пленочном смесеобразовании требуется меньшая скорость впрыскивания и  $\varphi_{впр} = 15...25^\circ$ .

Среднее давление впрыскивания топлива  $p_{\phi}$  в автотракторных дизелях находится в пределах  $15...40$  МПа и зависит в первую очередь от затяжки пружины форсунки, гидравлического сопротивления распыливающих отверстий, диаметра и скорости движения плунжера. При этом значение средней скорости истечения топлива изменяется в широких пределах  $p_{\phi} = 150...300$  м/с.

Приравнявая выражения (1.2) и (1.12), находим суммарную площадь распыливающих отверстий распылителя форсунки (мм):

$$f_c = V_c / (\mu_{\phi} \omega_{\phi} \Delta\tau 10^3). \quad (1.16)$$

Диаметр распыливающего отверстия распылителя форсунки (мм):

$$d_c = \sqrt{4f_c / \pi m}, \quad (1.17)$$

где  $m$  – число распыливающих отверстий в распылителе.

Число и расположение распыливающих отверстий в распылителе принимают с учетом способа смесеобразования и типа камеры сгорания. В дизелях с объемным способом смесеобразования применяют многоструйные распылители с малым диаметром распыливающих отверстий (0,20...0,35 мм), в дизелях с объемно-пленочным и пленочным смесеобразованием применяют одно- или двухструнные распылители с  $d_c = 0,4...0,6$  мм.

С помощью приведенных расчетных формул можно определить основные размеры топливного насоса и форсунки с известным приближением, а в процессе последующей доводки топливной системы их уточняют.

**Задание 1.** Определить расчетным путем основные размеры топливного насоса и форсунки двигателя Д-245.7ЕЗ, при следующих исходных данных:  $N_{e \text{ ном}} = 90$  кВт;  $n_{\text{ном}} = 2400$  мин<sup>-1</sup>;  $g_e = 230$  г/(кВт·ч);  $\rho_m = 0,842$  г/см<sup>3</sup>;  $p_c = 6,28$  МПа;  $p_z = 9,7$  МПа.

**Задание 2.** Определить расчетным путем основные размеры топливного насоса и форсунки двигателя Д-260.6S2, при следующих исходных данных:  $N_{e \text{ ном}} = 169$  кВт;  $n_{\text{ном}} = 2100$  мин<sup>-1</sup>;  $g_e = 240$  г/(кВт·ч);  $\rho_m = 0,842$  г/см<sup>3</sup>;  $p_c = 7,65$  МПа;  $p_z = 9,95$  МПа.

### Контрольные вопросы

1. Какие показатели двигателя влияют на цикловую подачу топливного насоса?
2. В чем отличие цикловой подачи топлива от действительной подачи секции топливного насоса?
3. Что называется активным ходом плунжера?
4. Какие параметры влияют на выбор диаметра распыливающего отверстия?



## Практическое занятие 2.

### Расчет смазочной системы двигателя внутреннего сгорания

**Цель занятия.** Провести расчет насоса и радиатора смазочной системы двигателя.

#### Содержание работы.

В современных автотракторных двигателях в основном распространены циркуляционные комбинированные системы с мокрым картером.

Смазочные системы характеризуются по следующим показателям: кратности циркуляции; удельной емкости; удельной подаче масляного насоса; наличию теплообменников и других охлаждающих устройств; принципу работы средств очистки; наличию и степени автоматизации.

Кратность циркуляции ( $K$ ):

$$K = V_n / V, \quad (2.1)$$

где  $V_n$  – подача масляного насоса, л/ч;

$V$  – вместимость смазочной системы, л.

По значению  $K$  смазочные системы делят на системы с малой ( $K < 60 \text{ ч}^{-1}$ ) и с большой ( $K > 60 \text{ ч}^{-1}$ ) кратностью циркуляции. Удельная емкость (л/кВт) смазочной системы:

$$q = V / N_e, \quad (2.2)$$

(у современных двигателей  $q = 0,11 \dots 0,62 \text{ л/кВт}$ ). Удельная подача [л/(кВтч)] масляного насоса

$$a_n = V_n / N_e; \quad (2.3)$$
$$a_n = 0,33 \dots 1,59 \text{ л/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Для охлаждения масла применяют масляные радиаторы.

По схеме включения в магистраль и принципу работы средств очистки масла различают смазочные системы с неполнопоточной (частично поточной) и полнопоточной центробежной очисткой или фильтрацией.

По степени автоматизации смазочные системы делятся на две группы – неавтоматизированные и имеющие элементы автоматики.

Вместимость смазочной системы приближенно можно определить по формуле

$$V = qN_e. \quad (2.4)$$

Вместимость смазочной системы (в литрах) принимается: в карбюраторных двигателях –  $(0,06...0,16)N_e$ , в автомобильных дизелях –  $(0,14...0,2) N_e$ , в тракторных дизелях –  $(0,18...0,6) N_e$ , ( $N_e = N_{emax}$ ), кВт.

При расчете смазочной системы определяют скорости потоков масла и гидравлические сопротивления в характерных участках системы.

Рассмотрим расчеты элементов смазочной системы.

*Расчет масляного насоса.* Масляные насосы поддерживают непрерывную циркуляцию масла в двигателе, подавая его под давлением во все сопряженные пары, требующие смазывания. На современных двигателях в основном применяют шестеренные и одновинтовые (разновидность шестеренных) насосы. В зависимости от типа двигателя их устанавливают внутри или снаружи картера. Для надежности работы во многих двигателях устанавливают двух- и трехсекционные масляные насосы. При этом верхняя секция подает масло в смазочную систему и центробежный фильтр тонкой очистки, а нижняя – в масляный радиатор.

Исходным параметром для расчета элементов смазочной системы является необходимая подача масла (л/ч):

$$V_n = \xi N_e W_m / (\Delta t c_m \rho_m), \quad (2.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент запаса, учитывающий возможность перегрузки и дальнейшего форсирования двигателя, увеличение зазоров при износе и т.п. ( $\xi = 1,5...3$ );

$W_m$  – удельное количество теплоты, поступающее в масло от деталей двигателя, Дж/(кВт·ч);

$\Delta t$  – перепад температур масла на выходе из двигателя и входе в него, град;

$c_m$  – удельная теплоемкость масла [кДж/(кг-град)];

$\rho_m$  – соответственно и плотность (кг/м<sup>3</sup>) масла.

Точный расчет по приведенной зависимости затруднителен, поэтому подачу масляного насоса чаще определяют по эмпирическим зависимостям вида:

$$V_n = q_n N_e, \quad (2.6)$$

где  $q_n$  – удельная подача масляного насоса: для карбюраторных двигателей  $q_n=11 \dots 28$  л/(кВт-ч) и для дизелей  $q_n=28 \dots 56$  л/(кВт-ч).

Расчетная подача масляного насоса может быть также получена на основе следующих предположений. Необходимая подача масла насосом  $V_n$  зависит от количества отводимой от двигателя теплоты  $Q_m$  (кДж/с), которое для автотракторных двигателей составляет 1,5...3% общего количества теплоты, введенной в двигатель при сгорании топлива, т. е.

$$Q_m = (0,015 \dots 0,03) Q_o, \quad (2.7)$$

где  $Q_o$  – количество теплоты, выделяемой при сгорании вводимого в двигатель топлива за определенное время (кДж/с).

$$Q_o = Q_n G_T / 3600, \quad (2.8)$$

где  $Q_n$  – удельная низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$G_T$  – часовой расход топлива двигателем, кг/ч.

Тогда необходимая подача масла (циркуляционный расход масла) в л/с с учетом заданного значения  $Q_m$ :

$$V_n = Q_m / (\rho_m c_m \Delta T_m), \quad (2.9)$$

где  $\rho_m$  – плотность масла

(в расчетах принимают  $\rho_m = 0,9 \dots 0,92$  кг/дм<sup>3</sup>);

$c_m$  – средняя теплоемкость масла ( $c_m = 1,88 \dots 2,094$  кДж/кг-град);

$\Delta T$  – температура нагрева масла в двигателе ( $\Delta T = 10 \dots 15$  град).

Подачу масла насосом для стабилизации давления масла в системе двигателя обычно увеличивают в 2 раза, т.е.  $V_n' = 2-3,5V_n$ . Расчетная подача насоса

$$V = \frac{V_n'}{\eta_n}, \quad (2.10)$$

где  $\eta_n$  – объемный коэффициент подачи (учитывает прорыв масла через неплотности и влияние других факторов,  $\eta_n = 0,6 \dots 0,8$ ).

Основные размеры масляного насоса определяют в предположении, что объем впадин (дм<sup>3</sup>) между зубьями шестерен насоса равен объему зубьев. В этом случае объем масла (л), поданный шестернями масляного насоса за один оборот:

$$V = \pi D_o h b \cdot 10^{-6}, \quad (2.11)$$

где  $D_o$  – диаметр начальной окружности шестерни, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$b$  – длина зуба, мм.

Тогда расчетная подача, л/с, с учетом размеров масляного насоса может быть определена по формуле

$$V_{н..р} = \pi D_o h b n_n / (10^6 \cdot 60), \quad (2.12)$$

где  $n_n$  – частота вращения шестерни насоса, мин<sup>-1</sup>.

Принимая

$$h = 2m \text{ и } D_o = zm, \quad (2.13)$$

где  $m$  – модуль зацепления ( $m = 3,5 \dots 5$  мм);

$z$  – число зубьев шестерни ( $z = 7 \dots 12$ ),

получим

$$V_{н..р} = 2\pi m^2 z n_n b / (10^6 \cdot 60), \quad (2.14)$$

Принимается допустимая окружная скорость шестерни на внешнем диаметре  $v_{ш}$  которая не должна превышать 8...10 м/с, и выбирается частота вращения вала насоса  $n_n$  (мин<sup>-1</sup>) с учетом отношения частот вращения коленчатого вала и ведущей шестерни насоса в пределах 0,7...1 (дизели) и 1,5...2 (карбюраторные двигатели).

Тогда наружный диаметр (мм) шестерни насоса:

$$D_{ш} = 10^3 \cdot 60v_{ш} / (\pi n_n). \quad (2.15)$$

Далее, приняв стандартный модуль зацепления  $m$  и число зубьев шестерни  $z$ , уточняют наружный диаметр шестерен.

Затем, задавшись предварительно значениями  $m$ ,  $z$ ,  $n_n$ , можно определить длину зуба шестерни:

$$b = 10^6 \cdot 60V_{н..р} / (2\pi m^2 z n_n). \quad (2.16)$$

Значение  $b$  находится в пределах 20...50 мм.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_n = \Delta p V_{н..р} / (3600 \eta_{м..н}), \quad (2.17)$$

где  $\Delta p$  – рабочее давление масла в системе (в карбюраторных двигателях  $\Delta p = 0,3...0,5$  МПа, в дизелях  $\Delta p = 0,3...0,7$  МПа);

$\eta_{м..н}$  – механический КПД масляного насоса ( $\eta_{м..н} = 0,85...0,9$ );

$N_n$  для автотракторных двигателей находится в пределах 0,4...2 кВт.

*Расчет масляного радиатора.* В автотракторных двигателях для поддержания требуемой температуры масла применяются масляные радиаторы, которые делят на два типа: воздушно-масляные и водомасляные; они могут быть трубчато-пластинчатыми или трубчато-ленточными.

Основная расчетная величина-площадь поверхности охлаждения радиатора (м<sup>2</sup>)

$$F = \frac{Q'_M}{\kappa_M (T_M - T_w)}, \quad (2.18)$$

где  $Q'_M$  – количество теплоты, отдаваемой радиатором, кДж/с:  
 $Q'_M = (0,5 \dots 0,75) Q_M$ ;

$\kappa_M$  – полный коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей среде, Вт/(м<sup>2</sup> град);

$T_M$  – средняя температура масла в радиаторе.

$T_w$  – средняя температура охладителя, проходящего через радиатор (воды или воздуха).

Средняя температура масла в радиаторе:

$$T_M = (T_{p.вх} + T_{p.вых})/2 = 348 \dots 363 \text{ К}, \quad (2.19)$$

где  $T_{p.вх}$ ;  $T_{p.вых}$  – температура масла на входе в радиатор и выходе из него, град.

$$T_{p.вх} = T_{p.вых} + \Delta T_M, \quad (2.20)$$

где  $\Delta T_M$  – степень подогрева масла в двигателе ( $\Delta T_M = 10 \dots 15$  град.,  $T_{p.вых} = 343 \dots 363 \text{ К}$ ).

$$T_w = (T_{охл.вх} + \Delta T_{охл})/2, \quad (2.21)$$

где  $T_{охл.вх}$  – температура охладителя на входе в радиатор (для воздушно-масляных радиаторов  $T_{охл.вх} = 313 \text{ К}$ );

$\Delta T_{охл}$  – степень подогрева воздуха при прохождении через решетку масляного радиатора ( $\Delta T_{охл} = 3 \dots 5$  град.);

Для водо-масляных радиаторов  $T_w = 348 \dots 358 \text{ К}$ .

Значение коэффициента  $\kappa_M$  зависит от многих факторов. Его определяют по формуле:

$$\kappa_M = 1/[1/\alpha_1 + \delta/\lambda_m + 1/\alpha_2], \quad (2.22)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, Вт/(м<sup>2</sup> град);

$\delta$  – толщина стенки радиатора, м;

$\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м<sup>2</sup> град);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора в воде, Вт/(м<sup>2</sup> град).

Значения  $\alpha_1$ ,  $\lambda_m$  и  $\alpha_2$  принимают по опытным данным: для прямых гладких трубок при скорости движения масла  $\omega_m=0,1\dots0,5$  м/с  $\alpha_1=100\dots500$  Вт/(м<sup>2</sup> град); при наличии завихрителей в трубках и  $\omega_m=0,5\dots1$  м/с  $\alpha_1=800\dots1400$  Вт/(м<sup>2</sup> град). Значение  $\lambda_m$  зависит от материала радиатора и составляет для латуни и алюминиевых сплавов 80...125 Вт/(м град), для нержавеющей стали 10...20 Вт/(м<sup>2</sup> град);  $\alpha_2=2300\dots4100$  Вт/(м<sup>2</sup> град).

Полный коэффициент теплопередачи  $k_m$  (Вт/м<sup>2</sup> град) для прямых гладких трубок составляет 115...350, для трубок с завихрителями – 815...1160.

**Задание 1.** Провести расчет элементов смазочной системы двигателя Д-245.7ЕЗ, приняв  $G_T=17,3$  кг/ч.

**Задание 2.** Провести расчет элементов смазочной системы двигателя КамАЗ-740.10, приняв  $G_T=31,7$  кг/ч.

### Контрольные вопросы

1. Какие показатели характеризуют смазочную систему двигателя?
2. От каких показателей зависит подача масляного насоса?
3. Какие типы масляных радиаторов вы знаете.
4. С какой целью действительную подачу масла в системе смазки увеличивают, по сравнению с расчетной?

### Практическое занятие 3.

#### Проектирование и расчет муфты сцепления

**Цель занятия.** Предложить конструкцию и провести расчет муфты сцепления.

#### Содержание работы.

*Расчетный вращающий момент муфты сцепления (МС).* Основные размеры МС зависят от вращающего момента, который должна передавать муфта. Вращающий момент МС определяется по выражению:

$$M_{\phi} = i \cdot \beta \cdot M_H, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.1)$$

где  $i$  – передаточное отношение от двигателя до МС;

$\beta$  – коэффициент запаса;

$M_H$  – момент, развиваемый двигателем на режиме максимальной мощности, Н·м.

Коэффициент запаса  $\beta$  необходим для обеспечения надежной (без пробуксовки) передачи крутящего момента на установившемся режиме в течение расчетного времени эксплуатации и возможности разгона.

Дело в том, что в результате износа поверхностей трения и сбега допусков при изготовлении МС снижается усилие прижатия дисков и момент, передаваемый муфтой, может стать меньше требуемого. Снижает передаваемый муфтой момент и замасливание дисков продуктами износа.

Кроме того, при разгоне машины муфта должна передавать момент больший, чем на установившихся режимах. Все эти факторы учитываются коэффициентом запаса  $\beta$ . Чем больше  $\beta$ , тем меньше будет буксовать муфта и, следовательно, меньше изнашиваться. Но при больших значениях  $\beta$  в трансмиссии возрастут динамические нагрузки, т.е. уменьшатся предохранительные функции МС.

Значение коэффициента запаса  $\beta$  выбирается на основании рекомендаций, полученных в результате опыта проектирования и эксплуатации. Рекомендуются следующие значения коэффициента запаса  $\beta$ :

1. Для легковых автомобилей 1,2...1,75.
2. Для грузовых автомобилей 1,5... 2,2.
3. Для автомобилей повышенной и высокой проходимости 1,8...3,0.
4. Для тракторов с постоянно замкнутыми МС 2,2...3,5.
5. Для тракторов с непостоянно замкнутыми МС 2,5...4,0.
6. Многодисковые муфты, работающие в масле 2,0...2,5.

*Геометрические размеры МС.* Связь вращающего момента  $M_{\phi}$ , который должна передавать муфта с ее геометрическими размерами при проектных расчетах, можно определить по формуле:



$$M_{\phi} = \mu \cdot Q \cdot R_{\phi} \cdot Z, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.2)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в трущихся парах;

$Q$  – осевое усилие, действующее на нажимной диск;

$R_{\phi}$  – радиус трения;

$Z$  – число пар трения.

Радиус трения может быть определен из отношения:

$$R_{\phi} = \frac{M_{\phi}}{P_{\phi}}, \text{ мм}, \quad (3.3)$$

где  $M_{\phi}$  – момент трения между дисками;

$P_{\phi}$  – сила трения.

В практических расчетах с достаточной степенью точности (ошибка 2..3 %) радиус приложения равнодействующей сил трения определяют по формуле:

$$R_{cp} = R_{\phi} = \frac{R_H + R_B}{2}, \text{ мм}, \quad (3.4)$$

где  $R_H$  и  $R_B$  – наружный и внутренний радиусы поверхностей трения.

Приравнивая выражения 3.1 и 3.2:

$$i \cdot \beta \cdot M_H = \mu \cdot Q \cdot R_{\phi} \cdot Z, \quad (3.5)$$

Получили одно уравнение с несколькими неизвестными, т.е. какие-то параметры надо задать, а какие-то можно определить расчетом.

Обычно пользуются двумя вариантами:

1. Задают радиальные размеры муфты, а определяют осевые (число пар трения).

2. Задают число пар трения, а определяют радиальные размеры муфты, т.е. наружный и внутренний диаметры дисков.

В обоих случаях необходимо выбрать материал, из которого будут выполнены фрикционные пары (пары трения). Применение специальных материалов с высоким коэффициентом трения подтверждено (апробировано) практикой. МС становятся компактными, долговечными и надежными. Характеристиками фрикционных

материалов являются: коэффициент трения  $\mu$  и допускаемое удельное давление  $[q]$ . Эти характеристики приводятся в справочниках и обычно задаются в техническом задании на проектирование муфты. Примеры фрикционных пар приведены в таблице 3.1.

*Методика проектного расчета муфты по первому варианту.*

Проектный расчет муфты по первому варианту обычно ведут для муфт, устанавливаемых на маховике двигателя. В этом случае радиальные размеры муфты ограничиваются размером маховика  $D_M$ . Расчет идет следующим порядком.

Наружный диаметр ведомых дисков находится в пределах 0,76...0,86 от диаметра маховика:

$$D_H = (0,76 \dots 0,86) \cdot D_M, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Размеры накладок приведены в ГОСТ 1786-80 «Стандартные размеры фрикционных накладок» (табл. 3.2). Подбираем, наиболее близкие к расчетным, стандартные накладки и выписываем: наружный диаметр, внутренний и толщину.

Таблица 3.1

Показатели пар трения

Материал пары трения	Сухое трение		Трение в масле	
	$\mu$	$[q]$ , МПа	$\mu$	$[q]$ , МПа
Сталь по стали или чугуну	0,15...0,18	0,2...0,3	0,05...0,1	0,6...1,0
Сталь по асбесту	0,25...0,35	0,1...0,25	<i>Не применяется</i>	
Сталь по асбобакелиту	0,35...0,45	0,1...0,3	0,08...0,12	0,2...0,5
Сталь по металлокерамике	0,4...0,55	0,4...0,6	0,09...0,12	1,5...2,5
Сталь по асбокаучуку	0,4...0,5	0,05...0,2	0,08...0,15	0,1...0,3
Сульфоницированная стальная пара	<i>Не применяется</i>		0,08...0,11	1,5...2,5

Таблица 3.2

Размеры фрикционных накладок

Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Толщина, мм
115	65, 90	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
140	75, 85, 100	
150	90, 100	
160	95, 100, 110	
170	100, 120	
180	100, 120, 125	
190	110, 130, 140	
200	120, 130, 140	

215	140, 150, 160	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
225	140, 150, 160, 175	
240	160, 180	
250	155, 180	
265	190	
280	230	
300	165, 175, 200	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
310	175, 200	
325	185, 200, 220, 230	
340	185, 195, 210	
350	195, 200, 210, 240, 290	4,0; 4,15; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
380	200, 220, 230	
400	220, 240, 280	
420	220, 240, 280	4,0; 4,3; 4,5; 5,0; 6,0
430	250	
440	250	
450	200, 240, 260, 280, 290	

Радиус трения может быть определен из отношения:

$$R_{cp} = R_{\phi} = \frac{R_H + R_B}{2}, \text{ мм}, \quad (3.6)$$

где  $R_H$  и  $R_B$  – наружный и внутренний радиусы поверхностей трения.

Задаем материал фрикционных накладок и по таблице 3.1 определяем  $\mu$  и  $[q]$ .

Подсчитываем площадь поверхности трения диска:

$$F_D = \frac{(D_H^2 - D_B^2) \cdot \pi}{4}, \text{ мм}^2. \quad (3.7)$$

Определяем максимальное осевое усилие сжатия  $Q$ , которое могут выдержать диски с накладками, не разрушаясь:

$$Q = [q] \cdot F_D, \text{ Н}. \quad (3.8)$$

Из выражения 3.5 определяем минимальное число пар трения муфты:

$$Z = \frac{i \cdot \beta \cdot M_H}{\mu \cdot Q \cdot R_\phi}, \quad (3.9)$$

и округляем до целого.

Число ведомых дисков  $n=Z/2$ . Округляем до целого.

Число ведущих дисков  $m=n+1$ .

*Ведомые диски.* Наружный диаметр  $D_H$ , внутренний диаметр  $D_B$  и толщина  $S$  фрикционных накладок определены. Сами стальные диски на прочность не рассчитываются, а берутся толщиной 1,5 мм из технологических соображений.

Размер вала муфты определяют из условия обеспечения допускаемых напряжений кручения:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{i \cdot \beta \cdot M_H}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ мм}, \quad (3.10)$$

где  $[\tau]$  – допускаемое касательное напряжение в сечении вала, МПа.

Валы муфты изготавливаются в основном из сталей 45 и 40Х. Твердость после закалки ТВЧ на рабочих поверхностях HRC 35...50. Для этих сталей  $[\tau] = 80...100$  МПа.

Подшипник, на котором устанавливается вал муфты не испытывает радиальных нагрузок, поэтому выбирается конструктивно подходящим валу и обеспечивающим возможность работы на частоте вращения двигателя.

Ступица ведомого диска выбирается конструктивно. Число заклепок, соединяющих диск со ступицей, берут в пределах 8...12.

Нажимные пружины прочерчиваются конструктивно и взяв с чертежа наружный диаметр и высоту по максимальной нагрузке рассчитывают диаметр проволоки и число витков.

Все недостающие размеры ведущих дисков, кожуха муфты, отжимных рычагов и т.д. определяют по муфте прототипу методом геометрического подобия.

*Прочностные и проверочные расчеты МС.*

После выполнения компоновки МС выполняют прочностные расчеты и расчеты на работоспособность МС.

К прочностным расчетам относятся расчет шлицов, расчет заклепок, расчет болтов, расчет рычагов, расчет пружин и т.д.

Подробно такие расчеты изучались в курсе деталей машин.

Проверочные расчеты на работоспособность дают представление о пригодности МС к эксплуатации. Основными показателями работоспособности МС являются:

1. Удельное давление в парах трения;
2. Удельная работа трения;
3. Температура нагрева.

*Удельное давление* – это отношение нажимной силы  $Q$  к эффективной площади одной поверхности трения  $F_{\text{э}}$ , т.е.

$$q = \frac{Q}{F_{\text{э}}} \leq [q], \quad (3.11)$$

где  $[q]$  – допускаемое удельное давление. Зависит от вида трения и материала ГОСТ 1786-80.

$$F_{\text{э}} = F - F_K, \quad (3.12)$$

где  $F$  – общая площадь одной поверхности трения накладки (диска);

$F_K$  – площадь отверстий под заклепки, канавок для выноса продуктов износа и других конструктивных элементов, снижающих эффективную площадь трения.

Удельное давление не дает достоверной характеристики долговечности муфты, так как износ поверхности трения. В основном, зависит от величины работы трения и температурной напряженности рабочих поверхностей при буксовании муфты в процессе ее включения.

*Удельная работа трения.* Время буксования, работа буксования и мощность буксования определяют износ трущихся поверхностей, температуру и температурные напряжения.

Время буксования  $\tau$  – это время от начала буксования (включения) муфты до конца буксования (когда угловая скорость ведущего диска  $\omega$ , и ведомого диска становятся равными).

Необходимо отличать время буксования от времени (темпа) полного включения муфты. Это время, когда момент, который может передаваться муфтой, достигнет номинального значения

$$M_{\phi} = \beta \cdot M_H \cdot i.$$

Время (темп) включения муфты – это постоянный параметр данной муфты. Сухие дисковые тракторные муфты имеют  $t_M=0,1 \dots 0,7$  секунд.

Время буксования муфты зависит от темпа включения муфты и от момента сопротивления движению тракторного агрегата и от инерционных характеристик тракторного агрегата.

Исследованиями установлено, что если при трогании агрегата угловая скорость коленчатого вала достигает минимально допустимой величины  $\omega'_0$ , то время буксования муфты и работа буксования достигают предельной величины и являются постоянными для данного типа трактора при заданном режиме (темпе) включения муфты.

$$\omega'_0 = \omega_0 - (20 \dots 30), \text{ рад/сек}, \quad (3.13)$$

где  $\omega_0$  – угловая частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте.

То-есть, для данного тракторного агрегата можно рассчитать предельную работу трения любой муфты сцепления, зная ее темп включения  $t_M$  и коэффициент запаса  $\beta$ , которая будет вполне определенной и может служить оценочным критерием долговечности муфты:

$$L_{\text{ПРЕД}} = \frac{\omega_x}{2} \cdot \left[ \frac{(\omega_x - \omega'_0) \cdot J_{\text{Д}} \cdot \beta}{(\beta - 1)} + M_{\text{Н}} \cdot t_M - \frac{M_{\text{Н}} \cdot t_M^2 \cdot (\beta - 1)}{(\omega_x - \omega'_0) \cdot J_{\text{Д}} \cdot 12 \cdot \beta^2} \right], \text{ Дж}, \quad (3.14)$$

где  $\omega_x$  – угловая частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу;

$J_{\text{Д}}$  – момент инерции двигателя приведенный к валу муфты сцепления,

$t_M$  – время (темп) включения муфты.

Удельная работа трения определяется по выражению

$$l_{\text{ПРЕД}} = \frac{L_{\text{ПРЕД}}}{\kappa_{\text{Э}} \cdot F \cdot Z}, \text{ Дж/мм}^2, \quad (3.15)$$

где  $k_э$  – коэффициент учитывающий действительную площадь контакта фрикционных накладок.

Приведенное выражение позволяет оценить предельную нагруженность муфт по предельной удельной работе трения и сравнить с муфтами аналогичного типа и назначения, которые хорошо зарекомендовали себя в условиях эксплуатации.

*Ведомые диски.* В сухих муфтах основной диск выполняется из среднеуглеродистых сталей. На прочность не рассчитывается. Толщина 1,5 мм из технологических соображений.

Ступица диска выполняется из среднеуглеродистых сталей: 40X, 45. Твердость HRC = 35...50. Шлицы ступицы рассчитываются на смятие и срез. При этом учитывается число ступиц. Допустимые напряжения смятия и среза те же, что и для шлицев вала.

Ступица с основным диском часто жестко соединена с помощью заклепок. Число заклепок берут 8...12. Рассчитываются заклепки на смятие  $[\sigma_{CM}] \leq 25$  МПа.

На некоторых тракторах ведомый диск главной муфтой сцепления соединен со ступицей через гаситель крутильных колебаний (демпфер), который способствует снижению амплитуды крутильных колебаний за счет смещения зоны резонанса в сторону меньшей частоты вращения коленчатого вала двигателя (область нерабочих частот вращения).

Гаситель состоит из упругого элемента, сдвигающего зону резонанса, и фрикционного элемента, рассеивающего энергию упругих колебаний.

Упругий элемент. Витые цилиндрические пружины в количестве 6...8 штук, располагаются тангенциально в окнах фланца ступицы с предварительным натягом

$$P_{ПП} = (0,2 \dots 0,3) P_{max}, \quad (3.16)$$

где  $P_{max}$  – максимальное усилие пружины при предельном относительном смещении диска и ступицы.

$$P_{max} = \frac{M_H + \Delta M}{Z \cdot R_{ПП}}, \quad (3.17)$$

где  $Z$  – число пружин;

$$\Delta M = (0,8 \dots 1,0);$$

$M_H$  – амплитуда колебаний момента на валу двигателя;

$R_{PP}$  – радиус расположения пружин.

Жесткость пружин

$$C = \frac{P_{\max} - P_{PP}}{\varphi \cdot R_{PP}}, \quad (3.18)$$

где  $\varphi = 0,035 \dots 0,07 \text{ рад}$  ( $2^\circ \dots 4^\circ$ ) – предельный угол относительного смещения диска и ступицы.

Фрикционный элемент гасителя крутильных колебаний выполняется, как правило, дисковым. Необходимый момент трения берется равным  $M_T \approx (0,15 \dots 0,25)M_H$ . Увеличение  $M_T$  приводит к возрастанию динамических нагрузок на рабочем режиме.

Приведенный расчет гасителя крутильных колебаний является эмпирическим, базирующимся на опыте проектирования и эксплуатации.

**Задание 1.** Предложить два варианта конструкции муфты сцепления (по фрикционным материалам) для двигателя Д-245.7ЕЗ, провести их расчет и дать сравнительный анализ, приняв  $D_M=435$  мм,  $M_H=334$  Н·м,  $J_D=1,75$  кг·м<sup>2</sup>.

**Задание 2.** Предложить два варианта конструкции муфты сцепления (по фрикционным материалам) для двигателя ЯМЗ-236М2, провести их расчет и дать сравнительный анализ, приняв  $D_M=550$  мм,  $M_H=600$  Н·м,  $J_D=2,2$  кг·м<sup>2</sup>.

### Контрольные вопросы

1. Какие материалы используются для пар трения фрикционных муфт?
2. Какие параметры влияют на передаваемый муфтой крутящий момент?
3. Перечислите основные показатели влияющие на работоспособность муфты сцепления.
4. Как определить удельное давление в парах трения муфты сцепления?



## Практическое занятие 4.

### Проектирование и расчет гидромеханической передачи

**Цель занятия.** Предложить конструкцию и провести расчет гидромеханической передачи для транспортного средства.

#### Содержание работы.

Диапазон силового регулирования гидродинамических передач ( $\dot{i}_{ГТ}$ ) сравнительно мал и не обеспечивает полностью требования МТА. Для увеличения диапазона изменения тягового усилия сочетают гидродинамические и механические передачи, соединяя их между собой последовательно или параллельно. Такие передачи получили название гидромеханических.

$$\dot{i}_{ГТ} = K_m = M_T/M_H = 2,5 \dots 3,5 \quad (4.1)$$

где  $K_m$  – коэффициент трансформации;

$M_T$  – крутящий момент на турбинном колесе, Н·м;

$M_H$  – крутящий момент на насосном колесе, Н·м.

Для гидромеханических передач с последовательным соединением агрегатов (полнопоточных) к.п.д., кинематическое и силовое передаточные числа равны произведению к.п.д. и передаточных чисел соответствующих механизмов. Эти передачи имеют большой диапазон регулирования, но низкий к.п.д.

Более высоким к.п.д. обладают двухпоточные (дифференциальные) гидромеханические передачи, в которых мощность передается двумя потоками через механические и гидравлические звенья. Такая передача обычно состоит из гидротрансформатора и дифференциального звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма со смешанным или внешним зацеплением шестерен. При этом через гидротрансформатор передается только часть мощности, остальная же мощность передается через механическую передачу, имеющую значительно более высокий к.п.д. по сравнению с гидротрансформатором.

В зависимости от расположения дифференциального звена по отношению к гидротрансформатору различают двухпоточные гидромеханические передачи с дифференциальным звеном на входе или на выходе.

Основными показателями двухпоточных гидромеханических передач являются кинематическое  $u_{ГМП}$  и силовое  $\dot{y}_{ГМП}$  передаточные числа и к.п.д.  $\eta_{ГМП}$ . Для пояснения методики их определения рассмотрим наиболее распространенную схему двухпоточной гидромеханической передачи с дифференциальным звеном на выходе (рис. 4.1).

В данной передаче мощность с ведущего на ведомый вал передается двумя потоками. Первый поток мощности передается чисто механическим путем через солнечную шестерню на сателлиты и далее на водило, связанное с ведомым валом передачи. Второй поток мощности передается через гидротрансформатор на эпициклическую шестерню и далее через сателлиты на водило. Таким образом, на водиле трехзвенного дифференциального механизма осуществляется суммирование двух потоков мощности.

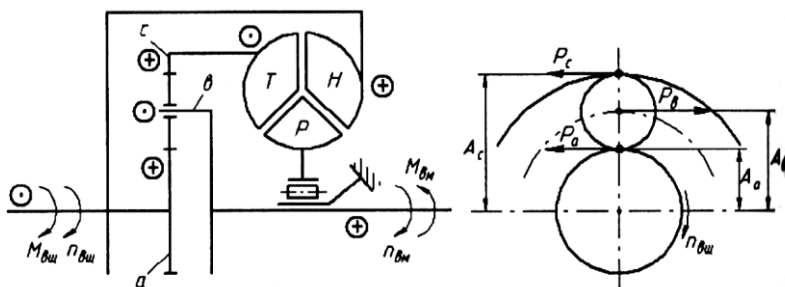


Рис. 4.1. Схема двухпоточной гидромеханической передачи с дифференциальным звеном на выходе:

$M_{вщ}$  и  $M_{вм}$  – крутящий момент на ведущем и ведомом валах гидромеханической передачи;  $n_{вщ}$ ,  $n_{вм}$  – частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов гидромеханической передачи;  $H$ ,  $T$  и  $P$  – соответственно насосное, турбинное и реакторное колеса гидротрансформатора;  $a$  и  $c$  – соответственно солнечная и эпициклическая шестерни;  $\theta$  – водило;  $P_a$  и  $P_c$  – соответственно окружные силы создаваемые солнечной и эпициклической шестернями;  $P_e$  – сила создающая крутящий момент на водиле;  $A_a$ ,  $A_c$  и  $A_e$  – плечи приложения сил  $P_a$ ,  $P_c$  и  $P_e$ .

Кинематическое передаточное число двухпоточной гидромеханической передачи определяют из уравнения кинематики трехзвенного дифференциального механизма

$$n_a + \kappa \cdot n_c - (1 + \kappa)n_e = 0. \quad (4.2)$$

В данном случае для схемы представленной на рисунке 4.1

$$n_{\text{вц}} = n_n = n_{\omega}, \quad n_{\epsilon} = n_{\text{эм}} \text{ и } n_T = n_c, \quad (4.3)$$

где  $n_{\omega}$ ,  $n_c$ ,  $n_{\epsilon}$  – частота вращения соответственно солнечной и эпициклической шестерен и водила трехзвенного дифференциального механизма;

$\kappa$  – передаточное число механической части гидромеханической передачи;

$n_{\text{вц}}$ ,  $n_{\text{эм}}$  – частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов гидромеханической передачи;

$n_n$ ,  $n_T$  – частота вращения соответственно насосного и турбинного колеса.

Тогда уравнение (4.2) примет вид

$$n_{\text{вц}} + \kappa \cdot n_T - (1 + \kappa) \cdot n_{\text{эм}} = 0 \quad (4.4)$$

или

$$n_{\text{вц}} + \kappa \cdot n_T \frac{n_H}{n_H} - (1 + \kappa) \cdot n_{\text{эм}} = 0. \quad (4.5)$$

Учитывая, что в уравнении (4.5)  $n_T/n_n = 1/u_{\Gamma T}$  и  $n_n = n_{\text{вц}}$ , получим

$$n_{\text{вц}} + \kappa \cdot n_{\text{вц}} / u_{\Gamma T} - (1 + \kappa) \cdot n_{\text{эм}} = 0, \quad (4.6)$$

где  $u_{\Gamma T}$  – кинематическое передаточное число гидротрансформатора.

Откуда кинематическое передаточное число гидромеханической передачи

$$u_{\Gamma \text{МП}} = \frac{n_{\text{вц}}}{n_{\text{эм}}} = \frac{1 + \kappa}{1 + \kappa / u_{\Gamma T}}. \quad (4.7)$$

Силовое передаточное число двухпоточной гидромеханической передачи определяют из выражения

$$\widehat{u}_{\Gamma \text{МП}} = M_{\text{эм}} / M_{\text{вц}}, \quad (4.8)$$

где  $M_{\text{вц}}$  и  $M_{\text{эм}}$  – крутящий момент на ведущем и ведомом валах гидромеханической передачи.

Запишем условие равновесия ведущего вала с учетом расстановки направлений знаков действующих на него моментов

$$M_{\text{вц}} = M_n + M_a, \quad (4.9)$$

где  $M_a$ ,  $M_n$  – крутящий момент соответственно на солнечной шестерне и насосном колесе гидротрансформатора.

Из условия равновесия сателлита (рис. 4.1) следует, что

$$P_c = P_a = \frac{P_\varepsilon}{2} = \frac{M_{\text{вм}}}{2 \cdot A_b}. \quad (4.10)$$

Так как

$$P_c = M_c / A_c; \quad P_a = M_a / A_a; \quad A_a = (A_a + A_c) / 2,$$

то получим, что крутящие моменты на солнечной и эпициклической шестернях ( $M_c$ ) трехзвенного дифференциального механизма

$$M_a = M_{\text{вм}} \frac{A_a}{A_a + A_c} = M_{\text{вм}} \frac{1}{1 + \kappa}; \quad (4.11)$$

$$M_c = M_{\text{вм}} \frac{A_c}{A_a + A_c} = M_{\text{вм}} \frac{\kappa}{1 + \kappa}. \quad (4.12)$$

Момент на насосном колесе гидротрансформатора

$$M_H = \frac{M_T}{\widehat{u}_{\text{ГТ}}} = \frac{M_c}{\widehat{u}_{\text{ГТ}}} = M_{\text{вм}} \frac{\kappa}{(1 + \kappa) \widehat{u}_{\text{ГТ}}}. \quad (4.13)$$

Уравнение равновесия ведущего вала (4.9) с учетом значений  $M_n$  и  $M_a$  примет вид

$$M_{\text{вц}} = M_{\text{вм}} \frac{1}{1 + \kappa} + M_{\text{вм}} \frac{1}{(1 + \kappa) \cdot \widehat{u}_{\text{ГТ}}}. \quad (4.14)$$

После подстановки выражения (4.14) в (4.8) окончательно получим

$$\widehat{u}_{ГМП} = \frac{M_{вм}}{M_{вц}} = \frac{1 + \kappa}{1 + \kappa / \widehat{u}_{ГТ}}. \quad (4.15)$$

К.п.д. гидромеханической передачи

$$\eta_{ГМП} = \widehat{u}_{ГМП} / u_{ГМП}. \quad (4.16)$$

Для рассматриваемого примера  $\eta_{ГМП} \geq \eta_{ГТ}$ . Это говорит о том, что в силовом контуре этой передачи отсутствует циркулирующая мощность ( $N_u = 0$ ).

Коэффициент нагрузки насосного колеса гидротрансформатора (учитывает долю момента, подводимого к насосу гидротрансформатора)

$$\alpha_H = \frac{M_H}{M_{вц}} = \frac{\kappa}{\widehat{u}_{ГТ} + \kappa}. \quad (4.17)$$

Следовательно, момент на насосном колесе гидротрансформатора

$$M_H = a_H M_{вц}. \quad (4.18)$$

Коэффициент нагрузки солнечной шестерни трехзвенного дифференциального механизма (учитывает долю момента, подводимого к солнечной шестерне)

$$\alpha_a = \frac{M_a}{M_{вц}} = \frac{\widehat{u}_{ГТ}}{\widehat{u}_{ГТ} + \kappa}. \quad (4.19)$$

Тогда момент на солнечной шестерне

$$M_a = a_a M_{вц}. \quad (4.20)$$

Возможны схемы двухпоточных гидромеханических передач с циркулирующей мощностью  $N_{ци}$  в их силовом контуре. В результате КПД такой передачи  $\eta_{ГМП} < \eta_{ГТ}$ , а циркулирующая мощность дополнительно нагружает механические или гидравлические звенья передачи. При этом в некоторых схемах таких передачах выше силовой диапазон регулирования.

В таблице 4.1 приведены все возможные схемы двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном, выполненным в виде трехзвенного дифференциального механизма со смешанным  $I$  зацеплением шестерен и расчетные формулы для определения их основных параметров.

В схемах 1, 2, 7 и 8 циркулирующая мощность отсутствует. Эти схемы повышают к.п.д. передачи, снижают силовое передаточное число (коэффициент трансформации) и позволяют уменьшить размеры гидротрансформатора по сравнению с полнопоточной передачей. Наиболее рациональной является схема 1, получившая широкое распространение (рис. 4.1).

В схемах 3, 4, 9 и 10 циркулирующая мощность перегружает гидротрансформатор, что приводит к увеличению его размеров, снижению к.п.д. передачи и повышению ее силового передаточного числа.

В схемах 5, 6, 11 и 12 циркулирующая мощность перегружает механические звенья передачи, что приводит к снижению к.п.д. передачи и силового передаточного числа по сравнению с гидротрансформатором, и поэтому интереса не представляют.

Внешняя характеристика двухпоточной гидромеханической передачи представляет собой зависимость крутящего момента  $M_{вц}$  на ведущем и  $M_{вм}$  на ведомом валах передачи и ее к.п.д.  $\eta_{ГМП}$  от отношения  $n_{вм} / n_{вц}$  при постоянной частоте вращения  $n_{вц}$  ведущего вала. Она может быть построена по внешней характеристике гидротрансформатора с помощью формул, приведенных в табл. для заданной величины характеристики  $k$  планетарного ряда.

Таблица 4.1

Параметры гидромеханических передач

Схема	Параметр	Схема	Параметр
<b>Дифференциальное звено на выходе</b>			
<p>1</p>	$u_{ГМП} = \frac{1 + \kappa}{1 + \kappa / u_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1 + \kappa}{1 + \kappa / \hat{u}_{ГТ}}$ $N_y = 0$ $\alpha_H = \kappa / (\hat{u}_{ГТ} + \kappa)$ $\alpha_a = \hat{u}_{ГТ} / (\hat{u}_{ГТ} + \kappa)$	<p>2</p>	$u_{ГМП} = \frac{(1 + \kappa) u_{ГТ}}{\kappa u_{ГТ} + 1}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{(1 + \kappa) \hat{u}_{ГТ}}{\kappa \hat{u}_{ГТ} + 1}$ $N_y = 0$ $\alpha_H = 1 / (\kappa \hat{u}_{ГТ} + 1)$ $\alpha_a = \kappa \hat{u}_{ГТ} / (\kappa \hat{u}_{ГТ} + 1)$
<p>3</p>	$u_{ГМП} = \frac{\kappa u_{ГТ}}{1 + \kappa - u_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\kappa \hat{u}_{ГТ}}{1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ}}$ $N_y \neq 0$ $\alpha_H = (1 + \kappa) / (1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = \hat{u}_{ГТ} / (1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ})$	<p>4</p>	$u_{ГМП} = \frac{u_{ГТ}}{1 + \kappa - \kappa u_{ГТ}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\hat{u}_{ГТ}}{1 + \kappa - \kappa \hat{u}_{ГТ}}$ $N_y \neq 0$ $\alpha_H = (1 + \kappa) / (1 + \kappa - \kappa \hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = \kappa \hat{u}_{ГТ} / (1 + \kappa - \kappa \hat{u}_{ГТ})$

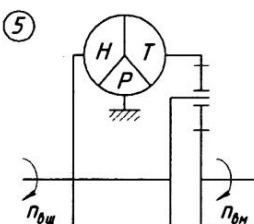
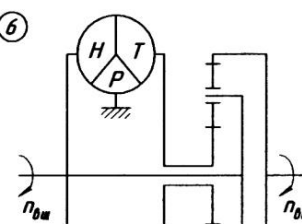
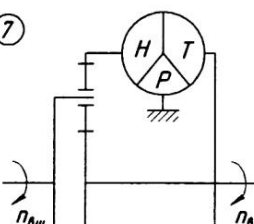
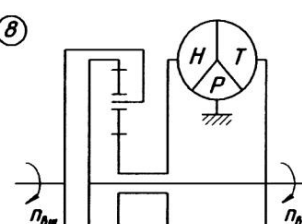
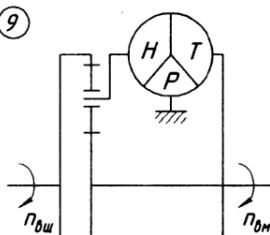
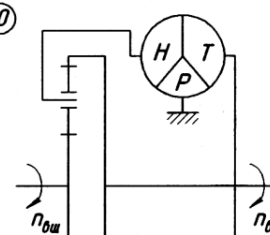
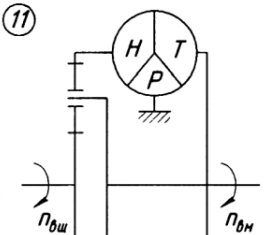
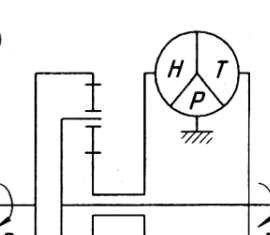
Схема	Параметр	Схема	Параметр
<p>5</p> 	$u_{ГМП} = \frac{1}{1 + \kappa - \frac{\kappa}{u_{ГТ}}}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1}{1 + \kappa - \frac{\kappa}{\hat{u}_{ГТ}}}$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = \kappa / (\hat{u}_{ГТ} + \kappa \hat{u}_{ГТ} - \kappa)$ $\alpha_a = (1 + \kappa) / (1 + \kappa - \kappa / \hat{u}_{ГТ})$	<p>6</p> 	$u_{ГМП} = \frac{\kappa u_{ГТ}}{\kappa u_{ГТ} + u_{ГТ} - 1}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\kappa \hat{u}_{ГТ}}{\kappa \hat{u}_{ГТ} + \hat{u}_{ГТ} - 1}$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = \hat{u}_{ГТ} / (1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ})$ $\alpha_a = (1 + \kappa) / (1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ})$
<b>Дифференциальное звено на входе</b>			
<p>7</p> 	$u_{ГМП} = \frac{\kappa u_{ГТ} + 1}{1 + \kappa}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\kappa \hat{u}_{ГТ} + 1}{1 + \kappa}$ $N_{\psi} = 0$ $\alpha_H = 1 / (1 + \kappa)$ $\alpha_a = \kappa / (1 + \kappa)$	<p>8</p> 	$u_{ГМП} = \frac{u_{ГТ} + \kappa}{1 + \kappa}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{\hat{u}_{ГТ} + \kappa}{1 + \kappa}$ $N_{\psi} = 0$ $\alpha_H = \kappa / (1 + \kappa)$ $\alpha_a = 1 / (1 + \kappa)$



Схема	Параметр	Схема	Параметр
<p>9</p> 	$u_{ГМП} = \frac{(1+\kappa)u_{ГТ} - 1}{\kappa}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{(1+\kappa)\hat{u}_{ГТ} - 1}{\kappa}$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = 1 + 1/\kappa$ $\alpha_a = 1/\kappa$	<p>10</p> 	$u_{ГМП} = (1+\kappa)u_{ГТ} - \kappa$ $\hat{u}_{ГМП} = (1+\kappa)\hat{u}_{ГТ} - \kappa$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = 1 + \kappa$ $\alpha_a = \kappa$
<p>11</p> 	$u_{ГМП} = 1 + \kappa - \kappa u_{ГТ}$ $\hat{u}_{ГМП} = 1 + \kappa - \kappa \hat{u}_{ГТ}$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = \kappa$ $\alpha_a = 1 + \kappa$	<p>12</p> 	$u_{ГМП} = \frac{1 + \kappa - u_{ГТ}}{\kappa}$ $\hat{u}_{ГМП} = \frac{1 + \kappa - \hat{u}_{ГТ}}{\kappa}$ $N_{\psi} \neq 0$ $\alpha_H = 1/\kappa$ $\alpha_a = 1 + 1/\kappa$

Момент на ведущем валу гидромеханической передачи можно представить по аналогии с гидротрансформаторами в виде

$$M_{\text{вщ}} = \gamma \cdot \lambda_{\text{ГМП}} \cdot n_{\text{вщ}}^2 \cdot D^5 = M_{\text{он}} \cdot u_p \cdot \eta_p = \gamma \cdot \lambda_H \cdot n_H^2 \cdot D^5 / \alpha_H, \quad (4.21)$$

где  $\gamma$  – удельный вес рабочей жидкости, Н/м<sup>3</sup>;

$\lambda_{\text{ГМП}}$  – коэффициент момента ведущего вала гидромеханической передачи, мин<sup>2</sup>/м;

$D$  – активный диаметр гидротрансформатора;

$u_p$  – передаточное отношение редуктора;

$\eta_p$  – к.п.д. согласующего редуктора;

$\lambda_H$  – коэффициент момента насосного колеса, мин<sup>2</sup>/м.

Момент на ведомом валу гидромеханической передачи

$$M_{\text{вм}} = M_{\text{вщ}} \widehat{u}_{\text{ГМП}}. \quad (4.22)$$

Активный диаметр  $D$  гидротрансформатора, включенного в двухпоточную гидромеханическую передачу, и передаточное число согласующего редуктора определяют с учетом доли момента  $a_{\text{н}}$ , подводимого от двигателя к насосному колесу, по аналогии с однопоточными передачами.

**Задание 1.** Изучить методику проведения расчета гидромеханической передачи. Предложить два варианта гидромеханической передачи для трактора МТЗ-82.1 дать их сравнительный анализ, определить необходимое передаточное отношение.

**Задание 2.** Изучить методику проведения расчета гидромеханической передачи. Предложить два варианта гидромеханической передачи для автомобиля ГАЗ-3309 дать их сравнительный анализ, определить необходимое передаточное отношение.

### Контрольные вопросы

1. В чем отличие полнопоточных и двухпоточных гидромеханических передач?

2. Как определяют силовое передаточное число двухпоточной гидромеханической передачи?

3. На что влияет циркуляционная мощность в двухпоточной гидромеханической передаче?

## Практическое занятие 5.

### Снятие нагрузочной характеристики карбюраторного двигателя

**Цель занятия.** Снять нагрузочную характеристику двигателя ГАЗ-52 при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $2100 \text{ мин}^{-1}$ ) с целью выявления зависимости топливной экономичности двигателя от нагрузки.

#### Содержание работы.

*Оборудование, инструмент, материалы.*

1. Стенд КИ-5543 с двигателем ГАЗ-52 и устройством для измерения расхода топлива весовым способом АИР-50.
2. Набор инструментов шофера.
3. Приспособление для изменения степени открытия дроссельной заслонки карбюратора.
4. Обтирочный материал – 0,5 кг.

#### *Порядок выполнения работы.*

1. Распределить студентов по рабочим местам.
2. Проверить готовность стенда и двигателя к работе, установить регулировочную иглу карбюратора в положение, соответствующее оптимальной регулировке. Подготовить дежурный график (рис. 5.1).
3. Установить оптимальный угол опережения зажигания.
4. Запустить и прогреть двигатель до рабочей температуры воды в системе охлаждения ( $80 \dots 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ).
5. Открыть дроссельную заслонку карбюратора на 30% по шкале приспособления и загрузить двигатель электротормозом так, чтобы частота вращения коленчатого вала составила  $2100 \text{ мин}^{-1}$ . Указанную частоту вращения и нормальную температуру воды в системе охлаждения поддерживать при всех опытах.

При установившемся режиме работы двигателя зафиксировать в протоколе показания весового механизма электротормоза, расход топлива, степень открытия дроссельной заслонки, температуру воды и масла в двигателе.

Отметить на дежурном графике точку, соответствующую результатам первого опыта.

6. Все последующие опыты выполнить аналогичным способом, увеличивая каждый раз степень открытия дроссельной заслонки на 10%. Последний опыт провести при полностью открытой дроссельной заслонке.

7. Снять нагрузку двигателя и дать поработать ему 1 минуту на средних оборотах холостого хода, после чего заглушить двигатель, выключить стенд, закрыть краны подачи воды и топлива, привести в порядок рабочие места, сдать инструмент учебному мастеру.

8. Оценить точность опытов по виду дежурного графика и подсчитать для каждого опыта значения эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива.

Эффективная мощность двигателя  $N_e$  при испытаниях на стендах КИ-5542 и КИ -5543 подсчитываются по формуле

$$N_e = P \cdot n_T \cdot 735 \cdot 10^{-6} / \eta, \text{ кВт} \quad (5.1)$$

где  $P$  – показание весового механизма электротормоза, кг;

$n_T$  – частота вращения вала электротормоза, об/мин;

$\eta$  – к.п.д. редуктора (принимается:  $\eta = 0,98$ , если двигатель соединен с нижним валом редуктора, и  $\eta = 1$  если двигатель соединен с верхним валом редуктора) или КП.

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  подсчитываются по формуле

$$g_e = G_T \cdot 1000 / N_e \cdot \text{г} / (\text{кВт ч}) \quad (5.2)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива.

9. По результатам испытаний построить нагрузочную характеристику (рис. 5.2). Указать на характеристике начало работы экономайзера.

### Справочный материал.

1. Образец дежурного графика (рис. 5.1):

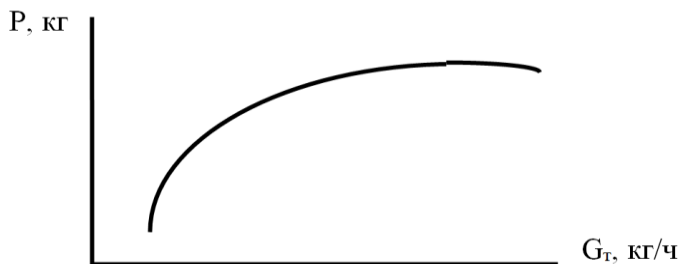


Рис. 5.1. Дежурный график

2. Образец нагрузочной характеристики двигателя (рис. 5.2):

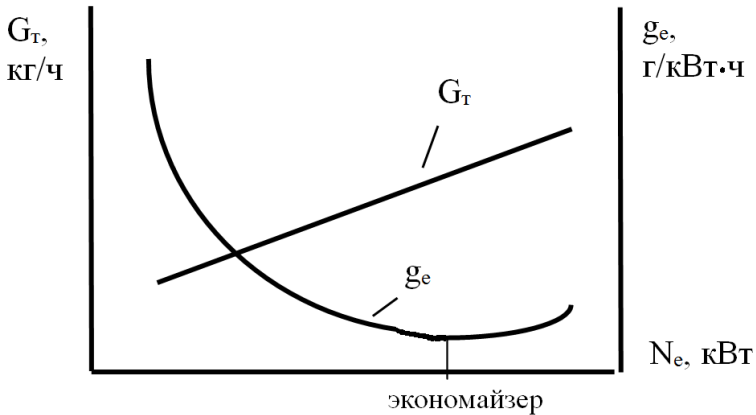


Рис. 5.2. Нагрузочная характеристика двигателя

3. К анализу нагрузочной характеристики:

а) Мощность механических потерь  $N_{мп}$  при снятии нагрузочной характеристики постоянна, так как постоянна частота вращения, от которой она зависит. Механический к.п.д. двигателя по мере увеличения эффективной мощности возрастает, так как  $\eta_m = N_e / (N_e + N_{мп})$ . Этим объясняется снижение удельного расхода топлива при увеличении загрузки двигателя.

б) Увеличение удельного расхода топлива в зоне работы экономайзера обуславливается падением индикаторного к.п.д. вследствие обогащения смеси и неполного сгорания топлива.

4. Экономайзер служит для повышения мощности и предотвращения детонации.

### Контрольные вопросы

1. Изложить порядок подготовки стенда КИ-5543 к работе.
2. Пояснить порядок снятия нагрузочной характеристики карбюраторного двигателя.
3. Пояснить метод определения начала действия экономайзера по полученной характеристике.

## Практическое занятие 6.

### Снятие скоростной характеристики карбюраторного двигателя

**Цель занятия.** Снять скоростную (внешнюю) характеристику двигателя ГАЗ-52 с целью выявления зависимости мощности, крутящего момента и топливной экономичности от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке карбюратора.

#### Содержание работы.

*Оборудование, инструмент, материалы.*

1. Стенд КИ-5543 с двигателем ГАЗ-52 и устройством для замера расхода топлива весовым способом АИР-50.
2. Набор инструментов шофера.
3. Приспособление для изменения и измерения угла опережения зажигания на работающем двигателе.
4. Обтирочный материал – 0,5 кг.

*Порядок выполнения работы.*

1. Распределить студентов по рабочим местам.
2. Проверить готовность стенда и двигателя к работе, установить регулировочную иглу карбюратора в положение, соответствующее оптимальной. Подготовить дежурный график (рис. 6.1).
3. Установить оптимальный угол опережения зажигания.
4. Запустить и прогреть двигатель до рабочей температуры воды в системе охлаждения ( $80 \dots 85$  °С).
5. Постепенно загружая двигатель, полностью открыть дроссельную заслонку карбюратора. Погрузить пластины реостата в жидкость до достижения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $1900 \text{ мин}^{-1}$ .
6. При установившемся режиме зафиксировать в протоколе показания тахометра, весового механизма электротормоза, часовой расход топлива, температуру воды и масла в двигателе. Отметить на дежурном графике точку, соответствующую результатам первого опыта.
7. Разгрузить двигатель настолько, чтобы частота вращения коленчатого вала двигателя увеличилась до  $2100 \text{ мин}^{-1}$ , и зафиксировать в протоколе те же данные, что и в первом опыте. Отметить на дежурном графике точку, соответствующую результатам данного опыта.

8. Провести последующие опыты аналогичным способом при частотах вращения коленчатого вала двигателя 2300, 2500 и 2700 мин<sup>-1</sup>. В процессе проведения опытов не допускать, чтобы частота вращения вала электротормоза превышала 3000 мин<sup>-1</sup>.

9. Снять нагрузку двигателя и дать поработать ему 1 минуту на средних оборотах холостого хода, после чего заглушить двигатель, выключить стенд, закрыть краны подачи воды и топлива, привести в порядок рабочие места, сдать инструмент учебному мастеру.

10. Оценить точность опытов по виду дежурного графика и подсчитать для каждого опыта значения эффективной мощности, эффективного крутящего момента, удельного эффективного расхода топлива и коэффициента приспособляемости двигателя.

Эффективная мощность двигателя  $N_e$  при испытаниях на стендах КИ-5542 и КИ -5543 подсчитываться по формуле

$$N_e = P \cdot n_m \cdot 735 \cdot 10^{-6} / \eta, \text{ кВт} \quad (6.1)$$

где  $P$  – показание весового механизма электротормоза, кг;

$n_m$  – частота вращения вала электротормоза, об/мин;

$\eta$  – к. п. д. редуктора (принимается:  $\eta = 0,98$ , если двигатель соединен с нижним валом редуктора, и  $\eta = 1$  если двигатель соединен с верхним валом редуктора) или КП.

Крутящий момент двигателя  $M_e$  подсчитываться по формуле

$$M_e = 7,02 \cdot P / i_p \cdot \eta, \text{ Нм} \quad (6.2)$$

где  $i_p = n/n_m$  – передаточное число редуктора;

$n_m$  – частота вращения вала электротормоза.

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  подсчитываться по формуле:

$$g_e = G_T \cdot 1000 / N_e, \text{ г / (кВт ч)} \quad (6.3)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива.

Коэффициент приспособляемости  $k$  подсчитываться по формуле

$$k = M_{e, \text{ макс}} / M_{e, \text{ н}}, \quad (6.4)$$

где  $M_{e, макс}$  – максимальное значение крутящего момента по скоростной или регуляторной характеристике;

$M_{e, n}$  – значение крутящего момента, соответствующее номинальной частоте вращения коленчатого вала по скоростной или регуляторной характеристике.

11. По результатам испытаний построить скоростную (внешнюю) характеристику двигателя ГАЗ-52 (рис. 6.2).

### Справочный материал.

1. Образец дежурного графика (рис. 6.1):

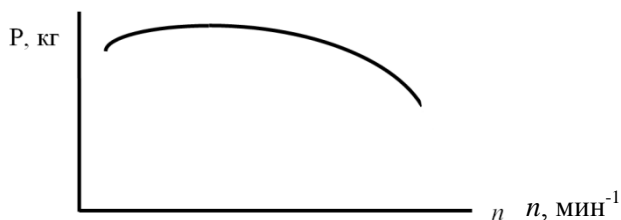


Рис. 6.1. Дежурный график

2. Образец скоростной (внешней) характеристики (рис. 6.2):

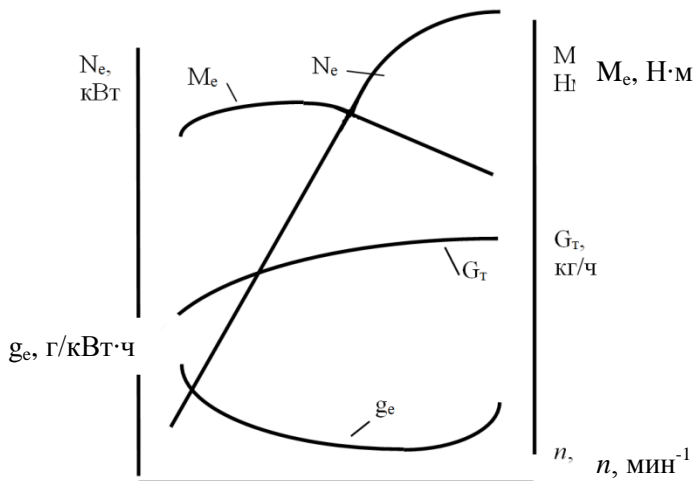


Рис. 6.2. Скоростная (внешняя) характеристика двигателя



3. К анализу скоростной (внешней) характеристики карбюраторного двигателя:

а) Эффективный крутящий момент падает при низкой частоте вращения коленчатого вала вследствие плохого смесеобразования, несоответствия фаз газораспределения низкой частоте вращения, повышенных потерь тепла в окружающую среду. При повышении частоты вращения действие указанных факторов уменьшается и при определенной частоте вращения крутящий момент достигает максимального значения. При дальнейшем повышении частоты вращения крутящий момент падает вследствие уменьшения массового наполнения цилиндров и увеличения среднего давления механических потерь.

б) Эффективная мощность двигателя при повышении частоты вращения коленчатого вала до некоторого значения увеличивается вследствие увеличения числа рабочих циклов в единицу времени. При дальнейшем повышении частоты вращения эффективная мощность двигателя падает вследствие уменьшения массового наполнения цилиндров, возрастания среднего давления механических потерь в двигателе и увеличения догорания топлива в процессе расширения.

в) Часовой расход топлива возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала вследствие увеличения числа впусков в единицу времени.

г) Удельный эффективный расход топлива обратно пропорционален эффективному к.п.д. двигателя. При низкой частоте вращения коленчатого вала понижается индикаторный к.п.д. вследствие плохого смесеобразования и сгорания, а также повышенных потерь тепла в охлаждающую среду. При повышении частоты вращения понижается механический к.п.д. вследствие возрастания среднего давления механических потерь. При превышении определенной частоты вращения понижается и индикаторный к.п.д. вследствие увеличения догорания топлива в процессе расширения.

### **Контрольные вопросы**

1. Изложить порядок подготовки стенда КИ-5543 к работе.
2. Пояснить порядок снятия скоростной (внешней) характеристики карбюраторного двигателя.
3. Пояснить зависимость эффективной мощности, эффективного крутящего момента и расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

## Практическое занятие 7.

### Снятие нагрузочной характеристики дизельного двигателя

**Цель занятия.** Снять нагрузочную характеристику двигателя Д-65Н при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $1750 \text{ мин}^{-1}$ ) с целью выявления зависимости топливной экономичности двигателя от его эффективной мощности.

#### Содержание работы.

*Оборудование, инструмент, материалы.*

1. Стенд КИ-5542 с установленным двигателем Д-65Н и устройством для замера расхода топлива весовым способом АИР-50.
2. Приспособление для ограничения и измерения хода рейки топливного насоса.
3. Набор инструментов тракториста.
4. Обтирочный материал – 0,5 кг.

*Порядок выполнения работы.*

1. Распределить студентов по рабочим местам.
2. Проверить готовность стенда и двигателя к работе, с помощью приспособления проверить ход рейки топливного насоса. Для снятия характеристики до режима видимого дымления нарушить настройки регулятора насоса типа УТН-5, завернув болт номинальной подачи топлива и вывернув болт максимальной частоты на  $1,0 \dots 1,5$  оборота. Подготовить дежурный график (рис. 7.1).
3. Запустить и прогреть двигатель до рабочей температуры воды в системе охлаждения ( $80 \dots 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Указанную температуру воды в системе охлаждения поддерживать при всех опытах.
4. Снять нагрузку с двигателя и рычагом регулятора установить номинальную частоту вращения коленчатого вала  $1750 \text{ мин}^{-1}$ . При установившемся режиме замерить и зафиксировать в протоколе следующие показатели: частоту вращения коленчатого вала двигателя, показание весового механизма электротормоза, часовой расход топлива, температуру масла в системе смазки двигателя, температуру воды в системе охлаждения. Отметить на дежурном графике точку, соответствующую данным первого опыта.

С помощью приспособления для ограничения хода рейки определить положение рейки при работе без нагрузки, для чего медленно перемещать ограничитель рейки в сторону регулятора до

момента начала снижения частоты вращения коленчатого вала двигателя. По шкале приспособления определить ход рейки и зафиксировать его в протоколе испытаний.

5. С помощью регулировочного винта приспособления переместить ограничитель хода рейки в сторону привода насоса на 1 мм (один оборот регулировочного винта приспособления соответствует 1 мм хода рейки насоса). Установить рычаг регулятора в положение максимальной подачи топлива и загрузить двигатель так, чтобы частота вращения коленчатого вала была  $1750 \text{ мин}^{-1}$ . При установившемся режиме замерить и зафиксировать в протоколе показатели, перечисленные в п. 4.

6. Последующие опыты провести аналогично предыдущему, перемещая каждый раз ограничитель хода рейки на 1 мм. При всех опытах поддерживать частоту вращения коленчатого вала  $1750 \text{ мин}^{-1}$  и температуру воды в системе охлаждения  $80 \dots 85 \text{ }^\circ\text{C}$ . Опыты проводить до начала дымного выпуска. В процессе испытаний вести построение дежурной кривой.

7. Перевести двигатель на средние обороты холостого хода и дать поработать ему 1 минуту, после чего заглушить, выключить стенд, закрыть краны подачи воды и топлива, восстановить настройки всережимного регулятора. Привести в порядок рабочие места, сдать инструмент учебному мастеру.

8. Подсчитать для каждого опыта значения эффективной мощности по формуле (5.1) и удельного расхода топлива по формуле (5.2). По результатам испытаний построить нагрузочную характеристику дизеля (рис. 7.2).

### Справочный материал.

1. Образец дежурного графика (рис. 7.1):

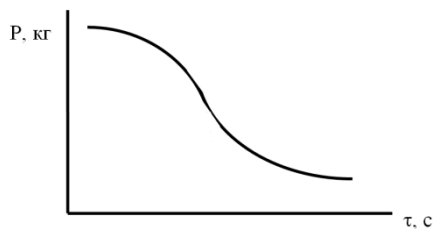


Рис. 7.1. Дежурный график

2. Образец нагрузочной характеристики дизельного двигателя (рис. 7.2):

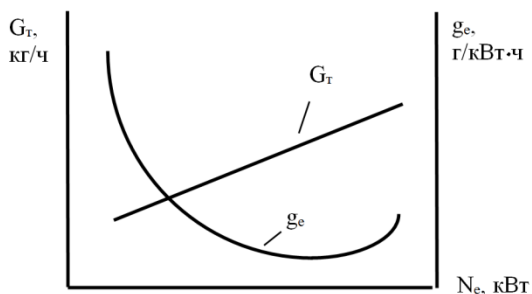


Рис. 7.2. Нагрузочная характеристика дизеля

3. К анализу нагрузочной характеристики.

Удельный эффективный расход топлива возрастает с уменьшением нагрузки из-за падения механического к.п.д. При больших нагрузках, близких к работе двигателя с дымлением, удельный расход топлива повышается вследствие падения индикаторного к.п.д. из-за недостатка воздуха и неполного сгорания топлива.

### Контрольные вопросы

1. Изложить порядок подготовки стенда КИ-5542 к работе.
2. Пояснить порядок снятия нагрузочной характеристики дизельного двигателя.
3. Пояснить зависимость часового и удельного эффективного расхода топлива от нагрузочного режима двигателя.

## Практическое занятие 8.

### Оценка технического состояния и регулировка топливного насоса типа 4УТН

**Цель занятия.** Провести регулировку топливного насоса 4УТН и оценить его техническое состояние.

#### Содержание работы.

*Оборудование, инструмент и материалы.*

1. Стенд СДМ-8 с установленным топливным насосом УТН
2. Приспособление для ограничения и измерения хода рейки топливного насоса.
3. Секундомер.
4. Обтирочный материал – 0,5 кг.

*Методика проведения регулировки насоса.*

*Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов.*

К впускному каналу головки ТНВД подключите топливоподкачивающий насос стенда, выпускной канал перекройте пробкой. К штуцерам насосных секций подсоедините гибкие трубопроводы (сливные трубы).

Топливоподкачивающим насосом стенда подайте в головку ТНВД топливо под давлением 0,17...0,2 МПа при положении рычага 22 (рис 8.1), соответствующем выключенной подаче. Течь топлива из сливных трубок ТНВД в течении 2 минут с момента подачи топлива не допускается. В противном случае, при исправной пружине нагнетательного клапана, замените нагнетательный клапан в сборе с корпусом. Возможна притирка конусных поверхностей клапана и корпуса притирочными пастами. При этом не допускается попадание пасты на направляющую поверхность клапана.

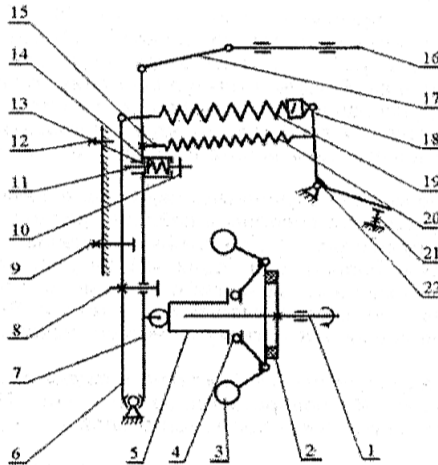


Рис. 8.1. Схема регулятора УТН:

- 1 – кулачковый вал; 2 – демфер; 3 – грузики; 4 – подшипник;
- 5 – муфта грузов; 6 – основной рычаг; 7 – промежуточный рычаг;
- 8 – винт ограничения хода рычага; 9 – винт номинальной подачи;
- 10 – винт регулировки натяжения пружины корректора; 11 – шток корректора;
- 12 – винт упора; 13 – регулировочная шайба хода штока корректора;
- 14 – пружина корректора; 15 – винт регулировки натяжения пружины пускового обогатителя; 16 – рейка ТНВД; 17 – тяга; 18 – серьга пружины;
- 19 – пружина регулятора; 20 – пусковая пружина;
- 21 – винт ограничения максимальной частоты вращения; 22 – рычаг управления

При положении рычага 22, соответствующем выключенной подаче, постепенно увеличивая давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом стенда, наблюдайте, при каком давлении происходит открытие нагнетательных клапанов (начинается истечение топлива из сливных трубок). Давление открытия нагнетательных клапанов должно находиться в пределах 1,1...1,4 МПа. В случае несоответствия замените пружину нагнетательного клапана. Рекомендуется также заменить уплотнительное кольцо корпуса нагнетательного клапана. Затяните нажимной штуцер с усилием 80...90 Нм.

*Определение и регулирование угла геометрического начала подачи топлива.*

Регулировка геометрического угла начала подачи топлива производится на стенде, имеющем совмещенный с валом привода градуированный диск с ценой деления не более  $1^\circ$  и нониусом (модуль нониуса  $1/6^\circ=10'$ ).

При проверке геометрического угла начала подачи топлива необходимо определить симметричный или несимметричный профиль кулачка имеет испытуемый ТНВД. Обычно профиль кулачка видно через люк подкачивающего насоса или определяется по скорости подъема плунжера при вращении привода стенда в разные стороны. Если профиль кулачков ТНВД является несимметричным, порядок регулировки угла начала подачи топлива первой секцией этих ТНВД отличается и изложен ниже.

Угол начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем определяется по моменту начала движения топлива в моментоскопе, присоединенном к нажимному штуцеру насоса. При этом необходимо, чтобы в головке ТНВД поддерживалось избыточное давление пределах 0,04...0,1 МПа.

Для проверки угла рычаг 22 установите на упор в винт 21. На штуцер первой секции закрепите моментоскоп, наполните его топливом на пол высоты и, наблюдая за уровнем топлива в трубке, поверните привод вала в направлении вращения часовой стрелки. В момент начала движения топлива зафиксируйте показания на градуированном диске. Затем поверните привод вала против хода часовой стрелки и вновь зафиксируйте показания на градуированном диске в момент начала движения топлива в трубке моментоскопа.

Число градусов, заключенное между полученными двумя делениями на градуированном диске стенда, разделите пополам и найдите среднее значение. Оно должно совпадать с точностью  $\pm 1^\circ$  с табличным значением геометрического угла начала подачи топлива (для серии 4УТНМ угол равен  $57^\circ$ ). В случае несоответствия полученного значения с табличным, произведите регулировку заворачивая или выворачивая болт толкателя. Выворачивание болта приводит к увеличению угла геометрического начала подачи топлива.

Начало подачи топлива следующей секции (согласно порядку работы секций) должно происходить через  $90^\circ$  поворота кулачкового вала ТНВД относительно первой секции. Регулировочные болты толкателей законтрите контргайками.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

В ТНВД с несимметричным профилем кулачка (серии 4УТНМ-Т, 4УТНИ и 4УТНИ-Т) геометрический угол начала подачи топлива первой секцией оценивается величиной хода плунжера от начала его подъема до начала нагнетания топлива.

Для регулировки угла начала подачи топлива необходимо вывернуть нажимной штуцер подвода топлива первой секции ТНВД, вынуть из седла нагнетательный клапан. Вместо штуцера установите специальное приспособление, представляющее собой индикаторную головку часового типа.

Поворачивая привод стенда определите нижнее положение плунжера и установите шкалу индикаторной головки на 0, затем, вращая кулачковый вал в соответствии с направлением вращения при работе на двигателе, по показаниям шкалы индикаторной головки установите ход плунжера соответствующий табличному значению (для серии 4УТНМ-Т ход плунжера равен  $2,9 \pm 0,05$  мм., для 4УТНИ и 4УТНИ-Т –  $3,3 \pm 0,1$  мм). Зафиксируйте соответствующее этому положению кулачкового вала значение угла на градуировочном диске стенда.

Снимите специальное приспособление и установив нагнетательный клапан, пружину и нажимной штуцер затяните последний с усилием 80...90 Нм. Установите на проверяемую секцию моментоскоп. Вращая привод стенда по часовой стрелке заполните его топливом и найдите положение кулачкового вала при котором начинается подача топлива, определяемое по началу движения топлива в прозрачной трубке моментоскопа. Соответствующее ему значение угла по градуировочному диску должно совпадать с зафиксированным ранее.

При необходимости отрегулируйте угол начала подачи топлива, заворачивая или выворачивая регулировочный винт толкателя ТНВД. При уменьшении выступания регулировочного винта ход плунжера от его нижнего положения до начала подачи увеличивается.

Регулировка угла начала подачи топлива остальными секциями ТНВД с несимметричным профилем не отличается от регулировки угла начала подачи топлива ТНВД с симметричным профилем.

После окончательной регулировки по началу подачи топлива секциями ТНВД необходимо проверить наличие зазора между плунжером и седлом нагнетательного клапана каждой секции в верхнем положении плунжера, который должен быть не менее 0,2 мм. При отсутствии указанного зазора необходимо провести дефектовку плунжерной пары, толкателя ТНВД, кулачкового вала и его подшипников.

*Установка положения винта номинальной подачи топлива.*

Рычаг 22 прижмите к винту 21 и удерживайте в таком положении. Не включая привода стенда, сожмите между собой рычаги и 7 до утопания штока 11 и замерьте штангенциркулем вылет рейки 16 насоса (расстояние А от торца рейки 16 до привалочной плоскости насоса). Вылет рейки должен быть  $24 \pm 0,5$  мм. При несоответствии отрегулируйте винтом 9.

*Настройка начала действия регулятора.*

Началом действия регулятора считается такая частота вращения кулачкового вала насоса, при которой происходит начало отрыва рычага 6 от плоскости головки винта 9.

Рычаг 22 установите на упор в винт 21. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала стенда. Начало отхода рычага 6 достаточно точно фиксируется попеременным нажатием пальца руки



на рычаг 6 в сторону привода насоса. Появление зазора укажет на момент начала действия регулятора. В этот момент зафиксируйте частоту вращения вала.

При несопадении частоты начала действия регулятора с заданной, измените положение винта 21. При вывертывании винта на один оборот, частота начала действия регулятора увеличивается на 10...20 мин<sup>-1</sup>. Если винтом 21 отрегулировать не удастся, то измените число рабочих витков пружины 19 регулятора, наворачивая или выворачивая серьгу 18. Изменение числа рабочих витков пружины 19 на один виток изменяет частоту начала действия регулятора на 25...35 мин<sup>-1</sup>.

*Регулирование номинальной подачи топлива и ее равномерности по секциям.*

Давление топлива на впуске в ТНВД должно лежать в пределах 0,07...0,12 МПа. Установите номинальную частоту вращения, рычаг 22 поверните до упора в винт 21. В случае несоответствия цикловой подачи табличным значениям регулирование подачи топлива проводите изменяя положение поворотной втулки плунжера относительно зубчатого сектора, предварительно ослабив затяжку стяжного винта зубчатого сектора. Втулку поворачивают, используя специальные круглые выемки, расположенные на ее буртике. Допускается изменять подачу топлива одновременно всех секций, действуя винтом 9 в пределах 0,5 оборота. В случае изменения положения винта 9, дополнительно проверьте и, если необходимо, настройте начало действия регулятора.

Допускаемая неравномерность подачи между секциями равна 3% от значения номинальной цикловой подачи. При проверке насоса на контрольном стенде неравномерность подачи должна быть не более 6 %.

Проверьте неравномерность подачи топлива по секциям при 300 мин<sup>-1</sup>. Для этого установите рычаг 22 управления регулятором в такое положение, при котором цикловая подача будет соответствовать 20...30 мм<sup>3</sup>/цикл. Неравномерность подачи топлива по секциям не должна быть более 30 %. В противном случае дефектуйте нагнетательный клапан и плунжерную пару или замените их на подходящие по группе гидроплотности.

*Настройка полного прекращения подачи топлива.*

При положении рычага 22 управления на упоре в винт 21 проверьте соответствие частоты вращения полного выключения

подачи топлива табличному значению. В противном случае замените пружину 19 регулятора и регулировку начните с настройки начала действия регулятора.

#### *Регулировка корректора.*

Корректор необходимо регулировать до установки его в регулятор. Ход штока (предварительно  $1,3^{+0,2}$  мм) устанавливается шайбами 13, число которых допускается не более 3 шт. Усилие затяжки пружины 14 для насосов двигателей Д-65 равно  $55^{+5}$  Н; Д-37М –  $60^{+5}$  Н; Д-240 –  $85^{+5}$  Н. Такие усилия должны быть достаточными, чтобы утопить выступающий конец штока 11 заподлицо с торцом корпуса корректора. Усилие затяжки пружины 14 регулируйте винтом 10.

Проверку усилия затяжки пружины 14 корректора производите после сборки насоса в процессе его настройки на стенде. Для этого установите частоту вращения максимального крутящего момента, рычаг 22 поверните до упора в винт 21. При этом шток 11 корректора должен выступать на установленную величину. Если шток 11 выступает недостаточно – заверните винт 10 увеличивая затяжку пружины.

Увеличьте частоту вращения до номинальной. Проверьте положение штока 11, нажимая рычаг 7 к рычагу 6. Отсутствие хода говорит о полном утопании штока 11. В случае если шток 11 утопает не полностью, снизьте усилие пружины 14, выворачивая винт 10. Проведите проверку цикловой подачи топлива на режиме максимального крутящего момента согласно регулировочным данным. Если подача не соответствует требуемой – отрегулируйте ход корректора шайбами 13. Для увеличения подачи уберите шайбы 13.

После регулировки корректора проверьте номинальную цикловую подачу. Если она увеличилась, значит пружина 14 корректора слишком затянута и ее следует ослабить, если уменьшилась – восстановить регулировку винтом 9 номинальной подачи. Вновь проверить регулировку корректора.

#### *Установка и регулировка пневмокорректора.*

Установите пневмокорректор на ТНВД таким образом, чтобы цикловая подача соответствовала табличному значению при давлении воздуха, равном 0 МПа. В случае необходимости отрегулируйте ее перемещением упорной шайбы на штоке пневмокорректора и зафиксируйте контрольной гайкой.

Проверьте цикловую подачу по на режиме максимального крутящего момента при давлении воздуха в пневмокорректоре согласно табличным данным. При несоответствии измените затяжку пружины пневмокорректора путем поворота втулки и зафиксируйте штифтом, прижимаемым крышкой регулятора.

*Установка винта упора и ограничения выключения подачи.*

Рычаг 22 установите на упор в винт 21. Постепенно увеличивайте частоту вращения вала привода стенда до полного прекращения подачи топлива из форсунок. Винт 12 при этом должен быть вывернут заподлицо с приливом корпуса. После чего винт 12 вворачивайте, пока он не коснется рычага 6, затем отверните его на один оборот и зафиксируйте контргайкой.

Установите рычаг 22 управления на упор в винт 21 ограничения выключения подачи, и заворачивайте его до начала заметного движения рейки в сторону увеличения подачи. После этого проверьте отсутствие подачи топлива насосом через форсунки на всех скоростных режимах и законтрите винт контргайкой.

*Проверка пусковой подачи.*

Рычаг 22 установите на упор в болт 21. Подача топлива при  $150 \text{ мин}^{-1}$  вала привода насоса должна составлять не менее  $145 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ . Если подача меньше допустимой, проверьте состояние пусковой пружины 20 (изменение предварительного натяжения которой можно производить винтом 15), легкость перемещения рейки 16, величину ее хода в сторону привода. Возможно ограничение хода рейки вследствие неправильной сборки регулятора, малого зазора между плоскостью рычага 7 и головкой винта 8. Расхождение центров верхних головок рычагов 6 и 7 должно быть в пределах  $16...16,5 \text{ мм}$ , что регулируется винтом 8.

### **Контрольные вопросы**

1. Опишите методику регулирования номинальной подачи топлива и ее равномерности по секциям.
2. Опишите методику установки винта упора и ограничения выключения подачи.
3. Как производится установка положения винта номинальной подачи топлива.
4. Как производится настройка начала действия регулятора.

## Практическое занятие 9. Топливная экономичность

**Цель занятия.** Провести расчет топливной экономичности транспортных и энергетических средств.

### Содержание работы.

*Топливная экономичность* – эксплуатационное свойство автомобиля экономно расходовать топливо в процессе эксплуатации.

Измерители топливной экономичности автомобиля: путевой, транспортный, контрольный и нормативный расходы топлива.

*Измерители топливной экономичности.*

Путевой расход топлива (л/100 км)

$$q_s = \frac{Q}{S} \cdot 100, \quad (9.1)$$

где  $S$  – путь, пройденный автомобилем, км;

$Q$  – общее количество израсходованного топлива, л.

Транспортный расход топлива (л/100 т · км; (л/100 пасс.-км)

$$q_w = \frac{Q}{W} \cdot 100, \quad (9.2)$$

где  $W$  – величина транспортной работы, выполненной автомобилем (Ткм, пасс.-км);

Запас хода по топливу (км)

$$S_x = \frac{V_{\bar{o}}}{q_s} \cdot 100, \quad (9.3)$$

где  $V_{\bar{o}}$  – объем топлива в баке автомобиля, л;

Контрольный расход топлива (л/100 км):

- легковых и грузовых автомобилей с полной массой до 3,5 т

$$q_k = 0,25(q_{s_1} + q_{s_2}) + 0,5q_{\text{рей}}, \quad (9.4)$$

- для всех остальных автотранспортных средств

$$q_k = 0,5(q_{s_1} + q_{s_2}), \quad (9.5)$$

где  $q_{s_1}, q_{s_2}$  – путевые расходы топлива, соответствующие двум заданным скоростям движения  $v_1$  и  $v_2$ , л/100 км;

$q_{\text{зев}}$  – путевой расход топлива в городском ездовом цикле на стенде с беговыми барабанами л/100 км.

Нормативный эксплуатационный расход топлива (л)

$$Q_H = \left( H_1 \frac{l}{100} + H_2 \frac{W}{100} \right) \left( 1 + \frac{D}{100} \right) + H_3 \Pi. \quad (9.4)$$

где  $H_1, H_2, H_3$  – нормативный расход топлива соответственно на пробег  $l$  (перемещение самого автомобиля), единицу транспортной работы (перемещение груза, пассажиров) и одну езду с грузом для «средневзвешенных» условий эксплуатации применительно к летним условиям, л;

$\Pi$  – езда с грузом;

$D$  – суммарная надбавка (поправка) к нормативному расходу топлива, %.

Аналитическая связь путевого расхода топлива автомобиля с показателями работы установленного на нем двигателя:

а) одиночного автомобиля

$$\begin{aligned} q_s &= \frac{g_e N_e}{36 \cdot v \rho_T} = \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot v \rho_T \cdot \eta_{TP}} (N_f \pm N_h \pm N_i + N_w) = \\ &= \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \left( fG \cos \alpha \pm G \sin \alpha \pm \frac{G}{g} i \delta_{ep} + kFv^2 \right) = \quad (9.5) \\ &= \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \left[ G \left( \psi \pm \delta_{ep} \frac{i}{g} \right) + kFv^2 \right], \end{aligned}$$

б) тягача (автомобиля с прицепом)

$$q_{sa} = \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot v \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} (N_f \pm N_h \pm N_i + N_w + N_{KP}) = \quad (9.6)$$

$$= \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \left[ G_a \left( \psi_a \pm \delta_{ep_a} \frac{i}{g} \right) + \beta_{ПП} k F v^2 + P_{KP} \right];$$

в) автомобиля с гидромеханической трансмиссией

$$q'_s = \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP} \eta_r} (P_\psi \pm \delta'_{BP} P_i \pm P_w), \quad (9.7)$$

- одиночного

$$q'_s = \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP} \cdot \eta_r} \left[ G \left( \psi \pm \delta'_{BP} \frac{i}{g} \right) + k F v^2 \right]; \quad (9.8)$$

- автопоезда

$$q'_{sa} = \frac{K_n K_N g_{e(N_{e\max})}}{36 \cdot 10^3 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP} \eta_r} \left[ G_a \left( \psi_a \pm \delta'_{ep_a} \frac{i}{g} \right) + \beta_{ПП} k F v^2 + P_{KP} \right], \quad (9.9)$$

где  $K_n$  – коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива скоростного режима;

$K_N$  – коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива нагрузочного режима;

$v$  – поступательная скорость движения автомобиля, м/с;

$\rho_T$  – плотность топлива при данной температуре  $t$  °С [для бензина  $\rho_T = \rho_0 + [1 - \beta_T(t - t_0)]$ , для дизельного топлива

$\rho_T = \rho_0 - 10^{-4}(18 - 13\rho_0)(t - t_0)$ ,  $\rho_0$  – плотность топлива при  $t_0 = 20$  °С (для бензина  $\rho_0 = 0,725$  кг/л, дизтоплива – 0,825 кг/л),

$\beta_T$  – коэффициент теплового расширения топлива 1/°С], кг/л;

$g_{e(N_{e\max})}$  – удельный расход топлива при установившемся движении на режиме максимальной мощности;

$\eta_{TP}$  – механический к.п.д. трансмиссии;  
 $N_f$  – мощность, затрачиваемая на самопередвижение автомобиля (на качение колес), кВт;  
 $N_h$  – мощность, затрачиваемая на преодоление подъемов (уклонов), кВт;  
 $N_j$  – мощность, затрачиваемая на изменение скорости движения (на разгон или торможение), кВт;  
 $N_w$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха, кВт;  
 $f$  – коэффициент сопротивления качению колеса;  
 $G$  – полный вес автомобиля, Н;  
 $\alpha$  – угол подъема (уклона) дороги, град;  
 $j$  – линейное ускорение (замедление) автомобиля, м/с<sup>2</sup>;  
 $\delta_{ep}$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля;  
 $\kappa$  – коэффициент обтекаемости автомобиля, Н·с<sup>2</sup>·м<sup>-4</sup>;  
 $F$  – площадь лобового сопротивления, м<sup>2</sup>;  
 $\Psi$  – коэффициент суммарного сопротивления дороги;  
 $P_{кр}$  – сила тяги на крюке, Н;  
 $\eta_r$  – к.п.д. гидротрансформатора;  
 $P_\psi$  – сила суммарного сопротивления дороги, Н;  
 $P_j$  – сила инерции поступательно движущихся масс автомобиля, Н;  
 $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;  
 $\beta_{np}$  – коэффициент увеличения силы сопротивления воздуха от прицепа.

Коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива скоростного режима

$$K_n = 1,25 - 0,99 \frac{n_e}{n_{e(N_{e_{\max}})}} + 0,98 \left( \frac{n_e}{n_{e(N_{e_{\max}})}} \right)^2 - 0,24 \left( \frac{n_e}{n_{e(N_{e_{\max}})}} \right)^3. \quad (9.10)$$

где  $n_e$  – номинальная частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$n_{e(N_{e_{\max}})}$  – частота вращения двигателя на максимальной мощности, мин<sup>-1</sup>.

Коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива нагрузочного режима:

- для автомобилей с карбюраторным двигателем

$$K_N = 3,27 - 8,22 \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} + 9,13 \left( \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} \right)^2 + 3,18 \left( \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} \right)^3, \quad (9.11)$$

- для автомобилей с дизельным двигателем

$$K_N = 1,2 - 0,14 \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} - 1,8 \left( \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} \right)^2 + 1,46 \left( \frac{N_e}{N_e^{(BH)}} \right)^3, \quad (9.12)$$

где  $N_e^{BH}$  – текущее значение эффективной мощности двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт.

Графическая зависимость путевого расхода топлива от установившейся скорости движения на высшей передаче в заданных дорожных условиях при неизменном весе автомобиля называется *топливной (экономической) характеристикой автомобиля* (рис. 9.1, 9.2).

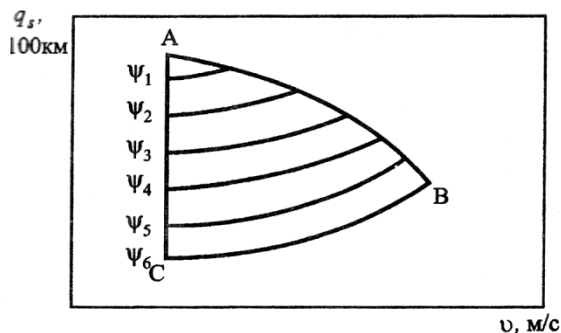


Рис. 9.1 Экономическая характеристика автомобиля на высшей передаче в различных дорожных условиях:  $\Psi_1 \dots \Psi_6$  – коэффициенты суммарного сопротивления для различных дорожных условий; А, В, С – точки, соответствующие максимальной скорости движения при полной подаче топлива

*Топливный баланс автомобиля* – соотношение между общим количеством израсходованного автомобилем топлива и совокупностью расходов, обусловленных различными силами сопротивления.



Уравнение топливного баланса (л) при неустановившемся движении в зависимости от параметров автомобиля и условий движения:

- одиночного автомобиля

$$Q = \frac{Q_T}{1 - \eta_i} = Q_{ДВ} + Q_{ТР} + Q_f + Q_h + Q_j + Q_w = \quad (9.13)$$

$$= Q_{ДВ} + Q_{ТР} + Q_{\psi} + Q_j + Q_w$$

- автопоезда

$$Q = Q_{ДВ} + Q_{ТР} + Q_f + Q_h + Q_j + Q_w + Q_{КР} = \quad (9.14)$$

$$= Q_{ДВ} + Q_{ТР} + Q_{\psi} + Q_j + Q_w + Q_{КР}$$

где  $Q$  – эксплуатационный расход топлива (общее количество израсходованного топлива), л;

$Q_T$  – расход топлива, обусловленный тепловыми потерями двигателя и неполнотой сгорания топлива, л;

$Q_{ДВ}$ ,  $Q_{ТР}$ ,  $Q_f$ ,  $Q_h$ ,  $Q_j$ ,  $Q_w$ ,  $Q_{КР}$  – расходы топлива, обусловленные соответственно силами сопротивления двигателя (на трение сопрягаемых деталей, насосные потери и привод вспомогательных механизмов и устройств), трансмиссии, дороги (на качение  $Q_f$  и подъемы  $Q_h$ ), инерции воздуха и перемещение прицепных машин, л.

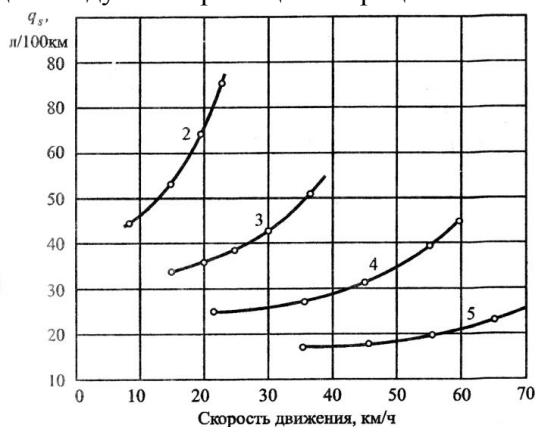


Рис. 9.2 Экономическая характеристика грузового автомобиля с дизельным двигателем на разных передачах ( $\psi = \text{const}$ ,  $G = \text{const}$ )

Уравнение топливного баланса (л) при работе на эксплуатационных режимах:

- в общем виде

$$Q = Q_v + Q_p + Q_{мор.м} + Q_{x_{пр}} + Q_x = Q_l + Q_x, \quad (9.15)$$

- в раскрытом виде

$$Q = Q_l + G_{T_x} t_x / \rho_T. \quad (9.16)$$

При установившемся движении  $Q_l = Q_v$  тогда

$$Q = \frac{g_e N_e}{360 \rho_T} l + G_{T_x} t_x / \rho_T, \quad (9.17)$$

где  $Q_v$  – расход топлива при установившейся скорости движения ( $v = \text{const}$ ), л;

$Q_p, Q_{мор.м}$  – расход топлива на разгон и торможение, л;

$Q_{x_{пр}}$  – расход топлива на режиме принудительного холостого хода (при переключении передач, накате и пр.), л;

$Q_x$  – расход топлива при работе двигателя на холостом ходу при остановках и стоянках автомобиля, л;

$Q_l$  – расход топлива во время движения автомобиля на рабочих режимах ( $Q_l = Q_v + Q_p + Q_{мор.м} + Q_{x_{пр}}$ ), л;

$l$  – пробег автомобиля, км;

$G_{T_x}$  – часовой расход топлива при работе двигателя на режиме холостого хода, кг/ч;

$t_x$  – время работы двигателя на холостом ходу, ч.

Расход топлива при интенсивном движении по городской магистрали с учетом задержек и остановок (перед перекрестком, светофором и пр.)

$$Q = Q_l + G_{T_x} t_x / \rho_T + Q_0 N_0 + Q_3 N_3 = Q_l + Q_x + Q_0 N_0 + K_3 Q_0 N_3. \quad (9.18)$$

где  $Q_0, Q_3$  – расход топлива при остановках и задержках без полной остановки, л;

$K_3$  – коэффициент задержки (для легковых автомобилей  $K_3 = 0,1t_{3л}$  ( $t_{3л} \leq 10$ с), для грузовых автомобилей  $K_3 = 0,041t_{3г}$  ( $t_{3г} \leq 24$  с), при  $t_{3г} < 10$ с и  $t_{3г} > 24$ с  $Q_3 = Q_0$ );

$N_0, N_3$  – число остановок и задержек автомобиля;

Расход топлива при интенсивном движении по городской магистрали в пиковые периоды (начало или окончание рабочего дня и т.п.)

$$Q_{\Pi} = K_{\Pi} \cdot Q_{CB}, \quad (9.19)$$

где  $K_{\Pi}$  – коэффициент увеличения расхода топлива в пиковые периоды ( $Q_{\Pi}$ ) по сравнению с расходом ( $Q_{CB}$ ) в свободных условиях ( $K_{\Pi} = 1,30 \dots 1,55$ ).

**Задание 1.** Определить путевой расход топлива автомобиля ЗИЛ-130, равномерно движущегося по горизонтальному участку дороги на прямой передаче в безветренную погоду на режиме максимальной мощности двигателя, если полный вес автомобиля – 100250 Н, коэффициент сопротивления дороги – 0,02, а к.п.д. трансмиссии – 0,9.

**Задание 2.** Определить контрольный расход топлива автомобилем ВАЗ-21011 массой 1355 кг на прямой передаче при скоростях 90 и 120 км/ч, если максимальная мощность двигателя – 50,7 кВт при 5600 мин<sup>-1</sup>, удельный расход топлива на режиме максимальной мощности – 270 г/кВтч, плотность бензина – 0,75 кг/л, коэффициенты скоростной характеристики и фактор обтекаемости автомобиля взять из справочных данных. Передаточное число главной передачи – 4,3; размер шин – 6,15-13; к.п.д. трансмиссии – 0,92; коэффициент сопротивления качению в зависимости от скорости  $f_{\nu} = 0,01 + 0,005(0,01\nu)^{2,5}$ . Как изменится путевой расход топлива автомобиля при его движении с прицепом массой 200 кг со скоростью 80 км/ч, если фактор обтекаемости возрастет на 20%?

**Задание 3.** Грузовой автомобиль ЗИЛ-130-76 движется с грузом массой 6000 кг со скоростью 70 км/ч по ровной щебенчатой дороге. Масса груженного автомобиля – 10525 кг, фактор обтекаемости – 2,8 Нс<sup>2</sup>м<sup>-2</sup>, механический к.п.д. трансмиссии – 0,85,

удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности – 376 г/кВтч, степень использования частоты вращения вала двигателя и его мощности – 0,88 и 0,86. Определить расход топлива на единицу полезной работы (л/т · км).

**Задание 4.** Автобус ЛАЗ-4202 на 69 посадочных мест имеет полную массу) 13400 кг. Определить расход топлива в литрах на пассажиро-километров, если скорость движения по сухому асфальтированному шоссе 50 км/ч, удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности дизеля КамАЗ-7401-5 составляет 236 г/кВт · ч, степень использования частоты вращения и мощности двигателя – 0,9 и 0,85, фактор обтекаемости автобуса  $3,1 \text{ Нс}^2 \text{ м}^{-2}$ , к.п.д. трансмиссии – 0,83.

### **Контрольные вопросы**

1. Назовите основные измерители топливной экономичности.
2. Какие параметры влияют на путевой расход топлива?
3. Что называется топливной (экономической) характеристикой автомобиля?
4. Что понимается под топливным балансом автомобиля?

## **Практическое занятие 10. Экологическая безопасность**

**Цель занятия.** Провести расчет экологической безопасности транспортных и энергетических средств.

### **Содержание работы.**

*Экологическая безопасность* – эксплуатационное свойство автомобиля, заключающееся в его способности выполнять заданные функции без нанесения ущерба окружающей среде, человеку, животному и растительному миру.

Показатели экологической безопасности: выбросы вредных веществ и шумность.

Источники выделения вредных веществ: отработавшие и картерные газы; испарения топливных, смазочных и технических жидкостей; продукты изнашивания шин, тормозных накладок и фрикционных дисков сцепления.

Состав отработавших газов: окислы (оксиды) углерода ( $\text{CO}_x$ ), окислы азота ( $\text{NO}_x$ ), углеводороды ( $\text{C}_m\text{H}_n$ ), окислы серы ( $\text{SO}_x$ ) и другие вещества, а также их соединения.

Основные токсичные компоненты отработавших газов автомобилей: с бензиновыми двигателями –  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$  и альдегиды; с дизельными двигателями –  $\text{NO}_x$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$  и сажа.

Источники выделения шума: двигатель, трансмиссия, шины, подвеска, аэродинамическое сопротивление автомобиля и др.

*Показатели выброса вредных веществ.*

Единичные показатели:

- средний часовой выброс  $i$ -го компонента

$$M_{it} = M_i / t, \text{ г/ч}; \quad (10.1)$$

- средний пробеговой выброс  $i$ -го компонента

$$M_{is} = M_i / S, \text{ г/км}; \quad (10.2)$$

- взаимосвязь между часовым и пробеговым выбросами

$$M_{is} = M_{it} / \mathcal{G}, \text{ г/км}, \quad (10.3)$$

где  $M_i$  – масса  $i$ -го вещества, выброшенного автомобилем за время  $t$ , кг;

$S$  – путь, пройденный автомобилем, км.

$\mathcal{G}$  – скорость автомобиля, км/ч.

Комплексные показатели:

- средний часовой выброс  $n$ -компонентов

$$M_{nt} = \frac{1}{t} \sum_1^n M_i \cdot \gamma_i, \text{ г/ч}; \quad (10.4)$$

- средний пробеговой выброс  $n$ -компонентов

$$M_{ns} = \frac{1}{S} \sum_1^n M_i \cdot \gamma_i, \text{ г/ч}; \quad (10.5)$$

где  $\gamma_i$  – относительная опасность  $i$ -го компонента ( $\gamma_i = \text{ПДК}_{\text{co}} / \text{ПДК}_i$ ;  $\text{ПДК}_{\text{co}}$ ,  $\text{ПДК}_i$  – соответственно предельно допустимые концентрации эталонного токсичного компонента (окиси углерода) и  $i$ -го вредного компонента в воздухе,  $\text{мг/м}^3$ );  
 $n$  – количество вредных компонентов.

*Уравнение пробегового выброса*

Уравнение пробегового выброса  $i$ -го компонента:

- через коэффициент избытка воздуха ( $\alpha$ )

$$M_{is} = 10q_s \frac{\rho_i \rho_T}{\rho_{OG}} (1 + \alpha l_0) \frac{C_1}{100\%}; \quad (10.6)$$

- через параметры двигателя

$$M_{is} = 10q \frac{\rho_i}{\rho_{OG}} \left( q_s \rho_T + 100 \frac{V_h \rho_b \eta_v}{\pi \tau} \cdot \frac{i_{TP}}{r_K} \right) \frac{C_1}{100\%}, \quad (10.7)$$

где  $\rho_i, \rho_{OG}, \rho_T, \rho_b$  – плотность соответственно  $i$ -го компонента, отработавших газов, топлива, воздуха,  $\text{г/м}^3$ ;

$l_0$  – стехиометрическая постоянная топлива;

$C_1$  – объемная концентрация  $i$ -го компонента в отработавших газах, %.

Графическая зависимость основных токсичных компонентов отработавших газов от нагрузки двигателя называется **нагрузочной токсической характеристикой** (рис. 10.1а, б).

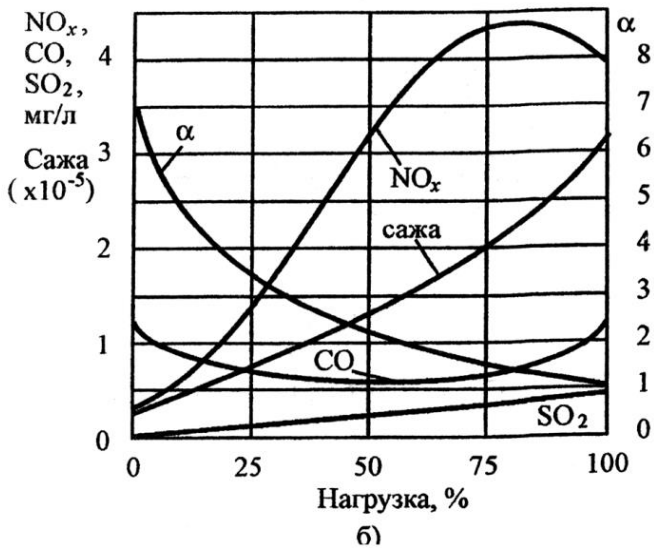
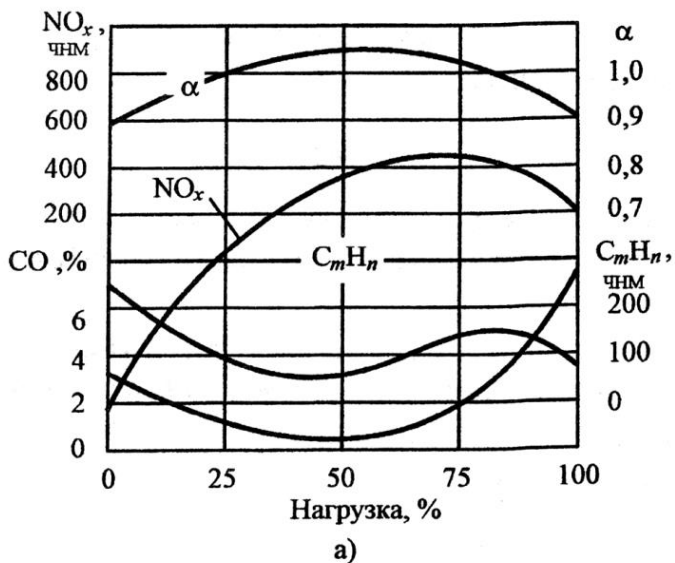


Рис. 10.1 Нагрузочная токсическая характеристика двигателя:  
а) бензинового; б) дизельного

*Показатели шума.*

Уровень звука (дБА):

$$L_A = 20 \lg \frac{P_a}{P_0}, \quad (10.8)$$

где  $P_a, P_0$  – среднеквадратическое значение звукового давления соответственно на момент измерения и пришлого за нулевой порог ( $P_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$ ).

*Количественная оценка выбросов вредных веществ по результатам стендовых испытаний автомобилей.*

Массовый выброс вредных веществ:

- оксидов углерода – CO

$$M_{CO} = V_0 \rho_{CO} C_{CO}^P 10^{-6}, \text{ г} \quad (10.9)$$

$$V_0 = \frac{V_{ИЗМ} P_{ВХ} \cdot 273,2}{101,33 T_{ВХ}}, \quad (10.10)$$

$$C_{CO}^P = C_{CO}^{ИЗ} - C_{CO}^{ИЗ.В} \left( 1 - \frac{1}{K_p} \right), \quad (10.11)$$

$$K_p = \frac{V_{ИЗМ}}{V_{ОГ}} = \frac{13,4}{\left( C_{CO}^{ИЗ.} + C_{CH}^{ИЗ.} \right) 10^{-4} + C_{CO_2}^{ИЗ.}}, \quad (10.12)$$

- углеводородов – CH

$$M_{CH} = V_0 \rho_{CH} C_{CH}^P 10^{-6}, \text{ г} \quad (10.13)$$

$$C_{CH}^P = C_{CH}^{ИЗ} - C_{CH}^{ИЗ.В} \left( 1 - \frac{1}{K_p} \right); \quad (10.14)$$



- оксидов азота – NO

$$M_{NO} = V_0 \rho_{NO} C_{NO}^P K_{BL} 10^{-6}, \text{ г} \quad (10.15)$$

$$C_{NO}^P = C_{NO}^{ИЗ} - C_{NO}^{ИЗ.В.} \left( 1 - \frac{1}{K_p} \right), \quad (10.16)$$

$$K_{BL} = \frac{1}{1 - 0,0329(r - 10,71)}, \quad (10.17)$$

где  $V_0$  – измеренный объем разбавленных отработавших газов (ОГ), проходящих через пробоподготовительную отборную систему за время испытаний, приведенный к стандартным атмосферным условиям ( $P = 101,33$  кПа,  $T = 273,2$  К), л;

$V_{изм}$  – измеренный объем разбавленных ОГ, проходящих через пробоподготовительную отборную систему за время испытаний, л;

$P_{вх}$  – давление перед устройством для измерения суммарных разбавленных ОГ;

$\rho_{CO}$  – плотность оксида углерода при стандартных атмосферных условия ( $\rho_{CO} = 1,23$  г/л);

$C_{CO}^P (C_{CH}^P, C_{NO}^P)$  – объемная концентрация оксидов углерода (углеводородов, оксидов азота) в отобранной пробе разбавленных ОГ, млн<sup>-1</sup>;

$C_{CO}^{ИЗ} (C_{CH}^{ИЗ}, C_{NO}^{ИЗ})$  – измеренная объемная концентрация оксидов углерода (углеводородов, оксидов азота) в отобранной пробе разбавленного ОГ, млн<sup>-1</sup>;

$C_{CO}^{ИЗ.В.} (C_{CH}^{ИЗ.В.}, C_{NO}^{ИЗ.В.})$  – измеренная объемная концентрация оксидов углерода (углеводородов, оксидов азота) в отобранной пробе разбавляющего воздуха, млн<sup>-1</sup>;

$K_p$  – коэффициент разбавления ОГ воздухом;

$V_{ОГ}$  – объем ОГ, выбрасываемых двигателем автомобиля за время испытаний;

$C_{CO_2}^{ИЗ}$  – измеренная объемная концентрация двуоксида углерода в отобранной пробе разбавленных ОГ, %;

$\rho_{CH}$  – плотность углеводородов при стандартных атмосферных условиях, исходя из предположения, что отношение числа атомов углерода к числу атомов водорода в ОГ равно 1/1,85 ( $\rho_{CH} = 0,619$  г/л);

$\rho_{NO}$  – плотность оксидов азота при стандартных атмосферных условиях ( $\rho_{NO} = 2,05$  г/л);

$K_{вл}$  – коэффициент влажности, вносящий поправку на поглощение оксидов азота парами воды;

$r$  – абсолютная влажность окружающего воздуха, в граммах водяного пара на 1 кг сухого воздуха.

Абсолютная влажность окружающего воздуха определяется по формуле:

$$r = \frac{6,22P_s\varphi_B}{P_a - P_s\varphi_B} 10^{-2}, \quad (10.18)$$

$P_s$  – давление насыщенных паров воды при температуре окружающего воздуха, кПа;

$\varphi_B$  – относительная влажность, %;

$P_a$  – атмосферное давление, кПа.

Удельный выброс вредных веществ.

Удельный выброс  $i$ -го компонента, содержащегося в отработавших газах дизельного двигателя

$$m_i = \frac{\sum_{j=1}^{13} M_{it}^j k_j}{\sum_{j=1}^{13} N_e^j k_j}, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (10.19)$$

где  $M_{it}^j$  – средний часовой (массовый) выброс  $i$ -го компонента, определяемый для  $j$ -го режима по  $i$ -му компоненту, г/ч;

$N_e^j$  – эффективная мощность дизеля, развиваемая на  $j$ -м режиме испытаний, кВт;

$k_j$  – фактор массы ( $k_x = 0,067$  – на режиме холостого хода,  $k_{Me} = 0,08$  – на режиме максимального крутящего момента);

$j$  – номер режима (число ступеней) испытаний ( $j = 1 \dots 13$ ).

Средний часовой (массовый) выброс вредных веществ (г/ч):

- оксидов углерода – CO

$$M_{CO} = 0,000966 \cdot W_{CO} \{ [1 - 0,0016(\beta_B - \beta_X)] G_B - 0,91 G_T \}; \quad (10.20)$$

- углеводородов – CH

$$M_{CH} = 0,000478 \cdot W_{CH} (0,9 G_T + G_B); \quad (10.21)$$

- оксидов азота – NO

$$M_{NO} = 0,0011587 \cdot W_{NO} \{ [1 - 0,0016(\beta_B - \beta_X)] G_B - 0,91 G_T \} \quad (10.22)$$

где  $W_{CO}, W_{CH}, W_{NO}$  – объемные доли оксидов углерода, углеводородов, оксидов азота, млн<sup>-1</sup>;

$\beta_B$  – удельная влажность воздуха в испытательном боксе, г/кг;

$\beta_X$  – удельная влажность пробы ОГ, поступившей на анализ, г/кг;

$G_B$  – часовой расход воздуха, кг/ч;

$G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч.

Удельная влажность:

- воздуха

$$\beta_B = \exp \left\{ 21,3 - \frac{5453}{t_B + 273} \right\} - (t_C - t_B) 0,4; \quad (10.23)$$

- пробы

$$\beta_x = \exp \left\{ 21,3 - \frac{5453}{t_x + 273} \right\}, \quad (10.24)$$

где  $t_C, t_B$  – температура сухого и влажного термометров, °С;

$t_x$  – температура пробы при проведении анализа, °С.

Суммарный выброс вредных веществ.

Суммарная (фактическая) токсичность ОГ относительно нормируемых выбросов

$$A_\phi^j = \sum_{i=1}^3 \gamma_i a_i^j = \gamma_{CO} (M_{CO}^j / M_{CO}^j) + \gamma_{CH} (M_{CH}^j / M_{CO}^j) + \gamma_{NO} (M_{NO}^j / M_{CO}^j) = \quad (10.25)$$
$$= 1 \cdot a_{CO}^j + 3a_{CH}^j + 59a_{NO}^j$$

Коэффициент приспособляемости автомобиля к окружающей среде

$$K_a^j = \frac{A_\phi}{A_H} = \frac{1 \cdot a_{CO}^j + 3a_{CH}^j + 59a_{NO}^j}{63}, \quad (10.26)$$

где  $\gamma_i$  – относительная опасность (относительная токсичность)  $i$ -го компонента ( $\gamma_i = \text{ПДК}_{\text{со}}/\text{ПДК}_i$ ;  $\text{ПДК}_{\text{CO}} = 5 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{ПДК}_{\text{CH}} = 1,5 \text{ мг/м}^3$ ,  $\text{ПДК}_{\text{NO}} = 0,085 \text{ мг/м}^3$ ;  $\gamma_{CO} = 1$ ,  $\gamma_{CH} = 3$ ,  $\gamma_{NO} = 59$ );

$a_i^j$  – относительное содержание  $i$ -го компонента на  $j$ -ом режиме испытаний ( $a_i^j = M_i^j / M_{CO}^j$ );

$A$  – суммарная нормативная токсичность ОГ ( $A_H = 63$  при  $a_i^j = 1$ ).

Если  $K_a = 1$  – выбросы равны нормативным значениям,  $K_a < 1$  – выбросы больше нормируемых,  $K_a > 1$  – выбросы меньше нормируемых; чем больше  $K_a$ , тем лучше автомобиль по токсичности ОГ приспособлен к окружающей среде и безопаснее с точки зрения экологии.

**Задание 1.** Оценить экологическую безопасность автомобиля с дизелем 4Ч11/12,5 по удельным выбросам оксидов углерода (CO), углеводородов (CH), оксидов азота (NO) и коэффициенту приспособляемости к окружающей среде на трех режимах работы,

если температура пробы:  $t_{CO} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{CH} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{NO} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температуры: термометра  $t_C = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ , воздуха  $t_B = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Исходные данные:

j-й режим испытаний	$N_e$ , кВт	Расход, кг/ч		Объемная доля i-го компонента, млн <sup>-1</sup>			Кэфф. $k_j$
		$G_B$	$G_T$	$W_{CO}$	$W_{CH}$	$W_{NO}$	
Хол. ход	0	93,60	1,0	765	115	100	0,067
Промежут.	3,5	166,86	2,3	522	110	250	0,008
Промежут.	9,7	160,63	3,3	335	127	450	0,008

**Задание 2.** По заданному варианту режимов работы оценить экологическую безопасность автомобиля, если на нем установлен дизель 4Ч11/12,5 (Д-240), температура пробы:  $t_{CO} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{CH} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{NO} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  температура сухого и влажного термометров соответственно  $t_C = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ , воздуха  $t_B = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Исходные данные:

№ режима	$N_e$ , кВт	$G_B$ , кг/ч	$G_T$ , кг/ч	$W_{CO,1}$ , млн <sup>-1</sup>	$W_{CH,1}$ , млн <sup>-1</sup>	$W_{NO,1}$ , млн <sup>-1</sup>
1	0	93,6	1,0	765	115	100
2	3,5	166,86	2,3	522	110	250
3	9,7	160,63	3,3	335	127	450
4	19,5	160,54	4,9	244	149	560
5	29,3	155,15	7,1	470	188	810
6	39,0	162,41	9,8	3200	403	970
7	0	94,38	1,05	1320	260	120
8	52,5	241,0	13,0	910	330	1200
9	41,6	244,32	10,4	410	205	990
10	27,8	246,15	7,6	357	212	850
11	13,9	247,0	5,1	562	212	670
12	5,6	247,68	4,0	700	256	340
13	0	92,10	0,04	900	174	110

### Контрольные вопросы

1. Перечислите основные токсичные компоненты отработавших газов.
2. Перечислите показатели выброса вредных веществ.
3. Что называется нагрузочной токсической характеристикой?
4. Каким показателем оценивается уровень шума автомобиля?

## Рекомендуемая литература

1. Суркин, В. И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей : учебное пособие / В. И. Суркин. – СПб. : Издательство «Лань», 2013. – 304 с.
2. Ефимов, М. А. Основы теории двигателей внутреннего сгорания и трактора : учебник / М. А. Ефимов. – Орел : Изд-во Орел ГАУ, 2015. – 432 с.
3. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2002. – 496 с.
4. Николаенко, А. В. Энергетические установки и машины. Двигатели внутреннего сгорания : учебное пособие / А. В. Николаенко, В. С. Шкрабак. – СПб. : Изд-во СПбГАУ, 2005. – 438 с.
5. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства : учебное пособие / Г. М. Кутьков. – М. : Колос, 2004. – 504 с.
6. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов : учебник / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
7. Уханов, А. П. Теория автомобиля в упражнениях и задачах : учебное пособие / А. П. Уханов, И. И. Артемов, О. Ф. Пшеничный. – Пенза : Информационно-издательский центр Пенз. гос. ун-та, 2002. – 278 с.

## Оглавление

Предисловие .....	3
Практическое занятие 1. Расчет топливной системы высокого давления дизеля .....	4
Практическое занятие 2. Расчет смазочной системы двигателя внутреннего сгорания .....	9
Практическое занятие 3. Проектирование и расчет муфты сцепления .....	15
Практическое занятие 4. Проектирование и расчет гидромеханической передачи .....	25
Практическое занятие 5. Снятие нагрузочной характеристики карбюраторного двигателя .....	35
Практическое занятие 6. Снятие скоростной характеристики карбюраторного двигателя .....	38
Практическое занятие 7. Снятие нагрузочной характеристики дизельного двигателя .....	42
Практическое занятие 8. Оценка технического состояния и регулировка топливного насоса типа 4УТН .....	44
Практическое занятие 9. Топливная экономичность .....	52
Практическое занятие 10. Экологическая безопасность .....	60
Рекомендуемая литература .....	70

Учебное издание

Теория и расчет  
транспортных и энергетических средств

Методические указания

*Составитель: Володько Олег Станиславович*

Отпечатано с готового оригинал-макета  
Подписано в печать 5.02.2018. Формат 60×84 1/16  
Усл. печ. л. 4,2; печ. л. 4,5.  
Тираж 50. Заказ № 20.

Редакционно-издательский отдел ФГБОУ ВО Самарской ГСХА  
446442, Самарская область, п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2  
Тел.: 8 939 754 04 86, доб. 608  
E-mail: [ssaariz@mail.ru](mailto:ssaariz@mail.ru)





Министерство сельского хозяйства  
Российской Федерации  
Федеральное государственное  
бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Самарская государственная  
сельскохозяйственная академия»  
Кафедра «Технический сервис»

В. Г. Гниломёдов, Д. С. Сазонов, М. П. Ерзамаев, П. А. Ишкин

# **НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В АПК**

**Методические рекомендации  
для выполнения курсовой работы**

Кинель  
РИО СГСХА  
2017

УДК 631.372 (07)  
ББК 40.72р  
Г-56

Г-56 Научные основы организации машиноиспользования в АПК : методические рекомендации / сост. Гниломёдов В. Г., Сазонов Д. С., Ерзамаев М. П., Ишкин П. А. – Кинель : РИО, 2017. – 55 с.

В методических указаниях приведены основные требования и рекомендации при выполнении курсовой работы. Дана методика по комплектованию машинно-тракторного агрегата и расчету его основных показателей работы, а также по разработке операционно-технологической карты на выполнение заданной технологической операции.

Издание предназначено для выполнения курсовой работы магистрантами, обучающимися по направлению 35.04.06 – Агроинженерия, в соответствии с программой подготовки «Технические системы в агробизнесе».

© ФГОУ ВО Самарская ГСХА, 2017  
© Гниломёдов В. Г., Сазонов Д. С.,  
Ерзамаев М. П., Ишкин П. А. составление 2017

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Повышение эффективности сельскохозяйственного производства всегда имеет первостепенное значение, но в настоящее время в связи с решением импортозамещения продовольствия это вызывает необходимость применения дополнительных мер для увеличения производства отечественного продовольствия.

Одним из важнейших факторов повышения продуктивности полей и ферм, качества сельскохозяйственной продукции, производительности труда, ресурсосбережения и экономической эффективности сельскохозяйственного производства является технико-технологическая обеспеченность.

Именно современные высокоэффективные, высокоточные, ресурсосберегающие технологии на базе высокопроизводительной и надежной сельхозтехники и оборудования позволяют достигнуть высоких экономических результатов.

Анализ тенденций развития сельского хозяйства, изучение инноваций, оценка направлений формирования технологических платформ и укладов, прежде всего в технико-технологическом обеспечении приоритетных подотраслей сельского хозяйства, позволяют констатировать, что разработка новых технологий и техники нацелена на дальнейшее повышение эффективности сельскохозяйственного производства и его конкурентоспособности.

Одним из эффективных и действенных инструментов решения этой стратегической для России задачи, как свидетельствует анализ, является разработка инновационных технологий и техники для формирования технико-технологической базы, которая обеспечит ускоренное развитие и создание интеллектуального сельского хозяйства России.

Внедрение современных технологий на основе высокопроизводительной техники и ее рациональное использование позволят решить стоящие перед сельским хозяйством задачи по увеличению производства сельхозпродукции.

Цель данных методических указаний – помочь магистрантам в выполнении разделов курсовой работы при комплектовании машинно-тракторного агрегата, расчете режимов работы двигателя трактора, разработка операционно-технологической карты ресурсосберегающей полевой технологической операции.

К методическим указаниям прилагаются необходимые справочные данные, используемые в ходе расчетов.

Курсовая работа по дисциплине направлена на формирование следующих профессиональных компетенций:

- способность к абстрактному мышлению, анализу, синтезу;
- готовность к саморазвитию, самореализации, использованию творческого потенциала;
- владение логическими методами и приемами научного исследования;
- способность и готовность организовать на предприятиях агропромышленного комплекса высокопроизводительное использование и надежную работу сложных технических систем для производства, хранения, транспортировки и первичной переработки продукции растениеводства и животноводства;
- способность и готовность применять знания о современных методах исследований.

В результате выполнения курсовой работы студент должен Знать:

- общие закономерности функционирования машинно-тракторного агрегата (МТА) и эксплуатационные требования к ним;
- теоретические основы энергетической модели МТА на различных технологических операциях;
- общую методику научного прогнозирования эксплуатационных затрат при использовании МТА;
- методику расчета производительности МТА;

Уметь:

- выполнять расчеты операционно-технологических карт возделывания сельскохозяйственных культур;
- производить расчет состава МТА и определять его кинематические параметры и режимы работы, определять удельные энергозатраты технологического процесса и основные показатели работы МТА;

Владеть:

- навыками получения и оценки результатов исследований по организации машиноиспользования в АПК, их анализу и синтезу, описание результатов и формулирование выводов.

# 1 СОДЕРЖАНИЕ, ПОРЯДОК СОСТАВЛЕНИЯ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Основанием для выполнения курсовой работы является задание, которое выдают магистранту на кафедре «Технический сервис». Задание прикладывается к расчетно-пояснительной записке.

Текст работы может быть выполнен рукописным способом или с применением печатающих и графических устройств через полтора интервала. Размер шрифта – 14, Times New Roman, абзацный отступ 1,27 см. Должны соблюдаться следующие размеры полей: левое – 3 см, правое – 1 см, верхнее – 1,5 см, нижнее – 2 см.

Страницы работы нумеруют арабскими цифрами. На титульном листе номер не ставится, но включается в общую нумерацию работы. На страницах номер проставляют в центре нижней части листа без точки. Каждый раздел должен начинаться с нового листа.

Иллюстрации обозначаются «Рис.» и нумеруются последовательно арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Таблицы должны быть помещены в тексте после абзацев, содержащих ссылку на них. Таблицы, имеющие много граф, печатаются в альбомной ориентации на отдельной странице. Нумерация таблиц сквозная.

Формулы в работе нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в разделе, разделенных точкой. Номер указывают с правой стороны листа на уровне формулы в круглых скобках

В работах обязательно применение единиц Международной системы единиц (СИ), а также кратных и дольных от них. Все слова должны быть написаны полностью. Сокращения могут допускаться только общепринятые.

Структура курсовой работы должна быть следующей.

Титульный лист (прил. 1).

Задание (прил. 2.).

Реферат (прил. 3.).

Оглавление (прил. 4).

Введение.

1. Анализ тяговых свойств трактора при выполнении технологической операции.
2. Комплектование машинно-тракторного агрегата.
3. Анализ и расчет режимов работы двигателя трактора

#### 4. Разработка операционно-технологической карты

Выводы и предложения.

Список использованной литературы и источников.

*Титульный лист* оформляют по образцу.

*Задание* содержит исходные данные для выполнения курсового проекта.

*Реферат* – краткое точное изложение содержания курсового проекта, включающее основные фактические сведения и выводы. Рекомендуемый объем текста реферата 1 печатная страница.

*Оглавление* размещают после реферата. В нем перечисляют номера и названия всех глав, параграфов и указывают номера страниц, с которых они начинаются.

*Введение* в объеме 1-3 страницы должно освещать состояние и перспективы развития машинно-тракторного парка и организации его использования, цель и задачи курсовой работы, состав курсовой работы.

*Основная часть* должна содержать 3 раздела. При оформлении разделов необходимо записывать все промежуточные вычисления. После формулы записывается расшифровка всех её буквенных обозначений, после чего в формулу подставляются численные значения.

*Выводы и предложения* должны содержать выводы по результатам курсовой работы. Должны быть приведены основные технико-экономические показатели использования МТА.

*Список использованной литературы и источников.* В тексте пояснительной записки необходимо указывать ссылки на использованные литературные источники, методические и нормативные материалы. При ссылке на литературные источники указывается порядковый номер источника по списку. Номера источников указываются в квадратных скобках.

Все описания в списке должны быть составлены в соответствии с ГОСТ 7.1-2003 «Библиографическое описание документа. Общие требования и правила сокращения».

Графическая часть содержит операционно-технологическую карту, которая выполняется на формате А1. Допускается распечатывать операционно-технологическую карту на формате А4.

Чертежи выполняются карандашом или применением печатающих и графических устройств. Они должны соответствовать требованиям ЕСКД и методическим указаниям.

На всех листах графической части в правом нижнем углу должна располагаться основная надпись. Основная надпись должна быть заполнена в соответствии с ГОСТ 2.104-2006.

## **2 АНАЛИЗ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ**

Задачей раздела является определение сил сопротивления, действующих на трактор, а так же мощностей, требуемых для преодоления этих сил сопротивления при установившейся рабочей скорости.

Тяговый баланс трактора определяет собой равенство между движущей силой и суммой сил сопротивления, действующих на трактор. Баланс мощности представляет собой равенство между эффективной мощностью на валу двигателя и суммой мощностей, требуемых для преодоления действующих на трактор сил сопротивления.

2.1. Рабочая скорость трактора при выполнении им технологической операции должна соответствовать агротехническим требованиям на проведение данной операции (прил. 5). Так как скорость трактора зависит от выбранной передачи, то необходимо подобрать рабочие передачи (основную и запасную) для трактора (прил. 6), которые обеспечат движение агрегата в указанном диапазоне скоростей  $V_T$ .

2.2. Для выбранных скоростей  $V_T$  необходимо определить передаточное число трансмиссии трактора  $i_T$  (прил. 6).

2.3. Определить касательную силу тяги на движителях трактора, которая возникает в результате работы двигателя трактора, момент которого через трансмиссию передается на движители

$$P_K = \frac{9554 \cdot N_{eH} \cdot i_T \cdot \eta_{MG}}{r_K \cdot n_H}, \text{ Н,}$$

где  $N_{eH}$  – номинальная мощность двигателя, кВт (прил. 7);

$i_T$  – передаточное отношение трансмиссии на выбранной передаче;

$n_H$  – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (прил. 7), об/мин;

$\eta_{MG}$  – механический КПД трансмиссии.

для колесных тракторов  $\eta_{MG} = 0,91 - 0,92$  .

для гусеничных тракторов  $\eta_{MG} = 0,86 - 0,88$  .

$r_K$  – радиус качения ведущих колес или звездочки, м;

для гусеничных тракторов:  $r_K = r_0$  ;

для колесных тракторов:  $r_K = r_0 + \lambda \cdot h$  ;

$r_0$  – радиус обода или начальной окружности звездочки (прил. 7), м;

$\lambda$  – коэффициент усадки шины равный 0,75-0,80;

$h$  – высота пневматической шины (прил. 7), м.

2.4. Рассчитать максимальную силу сцепления движителей трактора с почвой на заданных агрофонах:

$$F_{\max} = \mu \cdot G_{\text{сц}}, \text{ Н,}$$

где  $\mu$  – коэффициент сцепления движителей с почвой (прил. 8);

$G_{\text{сц}}$  – сила сцепного веса трактора, Н.

С достаточной для практических расчетов точностью можно принять для гусеничных и полноприводных тракторов сцепной вес равным весу трактора (прил. 7)  $G_{\text{сц}} = G_T$ . Для колесных тракторов с одной ведущей осью сцепной вес равен  $G_{\text{сц}} = 0,66...075G_T$  .

Величина коэффициентов сцепления зависит от типа почвы и ее состояния (рыхлая или плотная), влажности почвы, наличия растительного покрова, а также от типа ходовой части трактора (гусеничная или колесная модификация).

2.5. Выбрать движущую силу трактора на каждой передаче и агротехническом фоне, которая создается двигателем трактора. Движущая сила ограничена двумя независимыми друг от друга пределами. Первый предел движущей силы определяется величиной касательного усилия развиваемого на ободу ведущего колеса. Вторым пределом движущей силы может являться недостаточное сцепление ведущего аппарата трактора с почвой. Остановка трактора может произойти вследствие чрезмерного буксования движителей трактора. Учитывая, что движущая сила имеет два предела, для движения агрегата необходимо, чтобы максимальное усилие по сцеплению и максимальное усилие, развиваемое на ободу ведущего колеса, были больше сил сопротивления.



Движущая сила определяется путем сравнения касательной силы тяги  $P_K$  и максимальной силы сцепления  $F_{\max}$ .

если  $P_K < F_{\max}$ , то  $P_{\text{ДВ}} = P_K$ ;

если  $P_K > F_{\max}$ , то  $P_{\text{ДВ}} = F_{\max}$ .

2.6. Определить силу сопротивления перекачиванию трактора, которая направлена против движения и зависит от веса трактора, типа движителей (гусеничные или колесные), от вида и состояния почвы, по которой движется трактор. Сила сопротивления перекачиванию определяется на заданных агрофонах.

$$P_{\text{КАЧ}} = f \cdot G_{\text{ТР}}, \text{ Н,}$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления перекачиванию (прил. 8)

2.7. При движении машинно-тракторного агрегата в гору (подъем) или при спуске появляются дополнительные усилия от составляющих сил веса трактора и агрегатируемых машин. Эти дополнительные усилия оказывают сопротивление передвижению агрегата в гору и помогают ему при движении под уклон. Поэтому необходимо определить силу сопротивления движению трактора на подъём.

$$P_{\text{ПОД}} = i \cdot G_{\text{ТР}}, \text{ Н,}$$

где  $i$  – величина уклона в долях единицы.

2.8. Определить тяговое (крюковое) усилие трактора

$$P_{\text{КР}} = P_{\text{ДВ}} - P_{\text{КАЧ}} - P_{\text{ПОД}}, \text{ Н.}$$

2.9. При недостаточном сцеплении  $P_K > F_{\max}$  необходимо определить усилие неиспользуемое по условиям сцепления

$$P_{\text{НСЦ}} = P_K - F_{\max}, \text{ Н.}$$

2.10. Определить рабочие скорости движения агрегата  $V_P$ .

$$V_P = V_T \cdot \eta_\delta, \text{ км/ч,}$$

где  $\eta_\delta$  – коэффициент, учитывающий буксование движителей.

$$\eta_\delta = 1 - \frac{\delta}{100},$$

где  $\delta$  – буксование (прил. 9).

2.11. Определить тяговую мощность трактора, которая зависит от тягового усилия трактора и рабочей скорости его движения

$$N_{KP} = \frac{P_{KP} \cdot V_P}{3600}, \text{ кВт.}$$

2.12. Определить тяговый коэффициент полезного действия трактора в заданных условиях

$$\eta_T = \frac{N_{KP}}{N_{eH}}.$$

2.13. Определить мощность, теряемую в трансмиссии. Потери мощности в трансмиссии связаны с преодолением сил трения в подшипниках и между зубьями шестерен, а так же с взбалтыванием масла в картерах передач.

$$N_{TP} = N_e(1 - \eta_{MG}), \text{ кВт.}$$

2.14. Определить мощность, затрачиваемую на передвижение трактора

$$N_{КАЧ} = \frac{P_{КАЧ} \cdot V_P}{3600}, \text{ кВт.}$$

2.15. Определить мощность, затрачиваемую на преодоление подъема

$$N_{ПОД} = \frac{P_{ПОД} \cdot V_B}{3600}, \text{ кВт.}$$

2.16. Определить мощность, затрачиваемую на буксование ведущего аппарата

$$N_{БУК} = \frac{(P_{KP} + P_{КАЧ} + P_{ПОД}) \cdot (V_T - V_P)}{3600}, \text{ кВт}$$

2.17. Определить мощность, не используемую по условиям сцепления

$$N_{НСЦ} = \frac{P_{НСЦ} \cdot V_P}{3600}, \text{ кВт.}$$

2.18. Проверить равенство эффективной мощности двигателя по сумме составляющих мощности

$$N_{eH} = N_{KP} + N_{TP} + N_{КАЧ} + N_{ПОД} + N_{БУК} + N_{НСЦ}, \text{ кВт.}$$

Допустимое отклонение 5%.

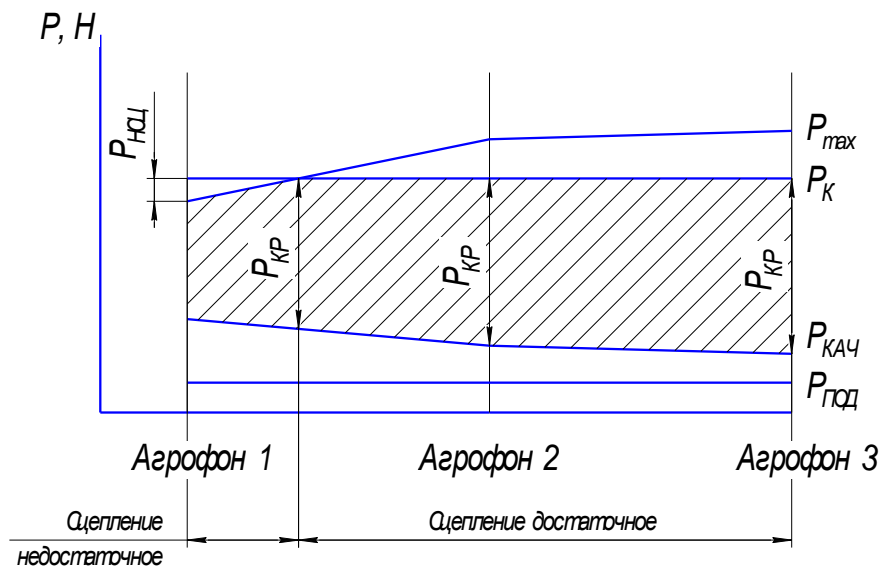


Рис. 1. График тягового баланса

2.19. Построить график тягового баланса трактора в зависимости от почвенных условий (рис. 1)

### 3 КОМПЛЕКТОВАНИЕ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Задачей раздела является определение ширины захвата агрегата, определение числа машин в агрегате, выбор сцепки, определение тягового сопротивления агрегата и его проверка, а так же выбор рабочей скорости.

3.1. При комплектовании агрегата необходимо предварительно определить наибольшую возможную ширину захвата агрегата при выбранных значениях скорости и соответствующего тягового усилия.

Для прицепного агрегата:

$$B_{\max} = \frac{P_{\text{КР}}}{k + g_M \cdot i + g_C \cdot (f_C + i)}, \text{ м},$$

где  $k$  – удельное сопротивление (прил. 10), Н/м;

$g_M$  – масса сельскохозяйственной машины, приходящейся на 1 метр ширины захвата, Н/м;

$$g_M = \frac{G_M}{B}, \text{ Н/м,}$$

где  $G_M$  – масса сельскохозяйственной машины (прил. 11), Н;

$B$  – ширина захвата машины (прил. 11), м.

$g_C$  – масса сцепки на 1 метр ширины захвата, Н/м.

$$g_C = \frac{G_C}{B_C}, \text{ Н/м,}$$

где  $G_C$  – масса сцепки (прил. 12), Н;

$B_C$  – ширина захвата сцепки (прил. 12), м.

$f_C$  – коэффициент сопротивления качению сцепки (прил. 8).

Для навесного агрегата.

$$B_{\max} = \frac{P_{KP}}{k_H + g_M \cdot (\lambda \cdot f + i)}, \text{ м,}$$

где  $k_H$  – удельное сопротивление навесной машины, Н/м;

$$k_H = (0,8 - 0,85)k ;$$

$k$  – удельное сопротивление (прил. 10), Н/м;

$g_M$  – масса сельскохозяйственной машины, приходящей на 1 метр ширины захвата, Н/м;

$$g_M = \frac{G_M}{B}, \text{ Н/м,}$$

где  $G_M$  – масса сельскохозяйственной машины (прил. 11), Н;

$B$  – ширина захвата машины (прил. 11), м.

$\lambda$  – коэффициент, учитывающий величину догрузки трактора при работе с навесными машинами:

- при пахоте  $\lambda = 0,5 - 1,0$ ;

- при культивации  $\lambda = 1,0 - 1,5$

- при глубоком рыхлении  $\lambda = 1,6 - 2,0$ .

3.2. Для многомашинных агрегатов необходимо определить число машин в агрегате с учетом ширины захвата одной машины:

$$m = \frac{B_{\max}}{B},$$

где  $B$  – ширина захвата одной машины, м.

Если, полученное число машин в агрегате дробное, то округление до целого числа проводится в меньшую сторону.

3.3. Определить фронт сцепки  $A$ . Фронт сцепки это расстояние между крайними точками, к которым можно присоединить машины.

$$A = (m - 1) \cdot B, \text{ м.}$$

По полученному значению  $A$  выбрать сцепку (прил. 12).

В том случае, если полученное значение фронта сцепки превышает значения, указанные в приложении 12, то принимается сцепка с максимальным фронтом, при условии соответствия ее по техническим характеристикам с.х. машины, указанным в задании. И для этой сцепки определяется количество машин в агрегате:

$$m = \frac{A_{\text{сц}}}{B} + 1,$$

где  $A_{\text{сц}}$  – фронт сцепки, указанный в приложении 12

3.4. Фактическая ширина захвата агрегата:

$$B_{\text{АГ}} = B \cdot m, \text{ м.}$$

3.5. Определить тяговое сопротивление агрегата  $R_{\text{АГ}}$ , возникающее в результате перемещения агрегата и выполнения рабочей машиной технологического процесса

Прицепной агрегат:

$$R_{\text{АГ}} = k \cdot B \cdot m + G_{\text{М}} \cdot m \cdot i + G_{\text{С}} \cdot (f_{\text{С}} + i), \text{ Н.}$$

Навесной агрегат:

$$R_{\text{АГ}} = k \cdot B \cdot m + G_{\text{М}} \cdot m \cdot (\lambda \cdot f + i), \text{ Н.}$$

Пахотный агрегат:

$$R_{\text{АГ}} = k_{\text{П}} \cdot b_{\text{К}} \cdot m_{\text{К}} + G_{\text{П}} \cdot k_{\text{г}} \cdot i, \text{ Н,}$$

где  $k_{\text{П}}$  – удельное сопротивление плуга, Н/см, которое определяется по зависимости:

$$k_{\text{П}} = k_0 \cdot h_{\text{В}},$$

где  $k_0$  – удельное сопротивление корпуса плуга (прил. 13) Н/см<sup>2</sup>;

$h_{\text{В}}$  – глубина вспашки, см (20-30 см).

$b_{\text{К}}$  – ширина захвата корпуса плуга, см;

$m_{\text{К}}$  – количество корпусов;

$G_{\text{П}}$  – вес плуга (прил. 11), Н;

$k_{\text{г}}$  – коэффициент, учитывающий вес земли на корпусах плуга (1,1-1,4).

3.6. Определить коэффициент использования нормального тягового усилия  $\eta_{II}$ .

$$\eta_{II} = \frac{R_{AG}}{P_{KP}}.$$

Рекомендуемые значения коэффициента использования тягового усилия.

Для пахотных агрегатов  $\eta_{II} = 0,85 - 0,95$  (плуги и плоскорезы).

Для непахотных агрегатов  $\eta_{II} = 0,92 - 0,98$  (бороны, культиваторы, сеялки).

Сравнить значение  $\eta_{II}$ , полученное в результате расчета с требуемым. Если  $\eta_{II}$  больше 1,0, то необходимо перейти на передачу ниже и повторить расчет.

Если  $\eta_{II}$  меньше указанных пределов, то необходимо повторить расчет для более высокой передачи. При этом необходимо учитывать, что с увеличением номера передачи возрастает скорость движения. В этом случае ограничением будут являться агро-требования, устанавливающие предельную скорость движения сельскохозяйственной машины для данной операции. Для агрегатов, имеющих в своем составе несколько машин с целью улучшения  $\eta_{II}$  может быть увеличено количество машин в составе агрегата.

При невозможности загрузить трактор до требуемых значений коэффициента использования без нарушений агротребований по скорости движения, необходимо принять ту передачу, при которой значение  $\eta_{II}$  наибольшее.

3.7. Определить рабочую скорость движения агрегата  $V_p$ .

$$V_p = 0,377 \cdot \frac{n_D \cdot r_K}{i_T} \cdot \eta_s, \text{ км/ч,}$$

где  $n_D$  – частота вращения коленчатого вала при расчетном режиме,  $\text{мин}^{-1}$ ;

Частота  $n_D$  определяется по условиям сцепления движителя с почвой.

При достаточном сцеплении ( $P_{KH} < F_{max}$ ):

$$n_D = n_H + (n_X - n_H) \cdot \frac{P_{KP} - R_{AG}}{P_{KH}}, \text{ мин}^{-1}.$$

При недостаточном сцеплении ( $P_{KH} > F_{max}$ ):

$$n_D = n_H + (n_X - n_H) \cdot \frac{P_{KH} - F_{max}}{P_{KH}}, \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_X$  – частота вращения коленчатого вала на холостом ходу,  $\text{мин}^{-1}$ .

#### 4 АНАЛИЗ И РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

4.1. По данным тормозным испытаниям двигателя (прил. 14) заполнить таблицу 1.

Таблица 1

Данные тормозных испытаний

$n, \text{ мин}^{-1}$								
$N_e, \text{ кВт}$								
$M_e, \text{ Н·м}$								
$G_T, \text{ кг/ч}$								
$s_e, \text{ г/кВт·ч}$								

4.2. По данным таблицы 1 построить регуляторную (скоростную) характеристику тракторного двигателя (рис. 2).

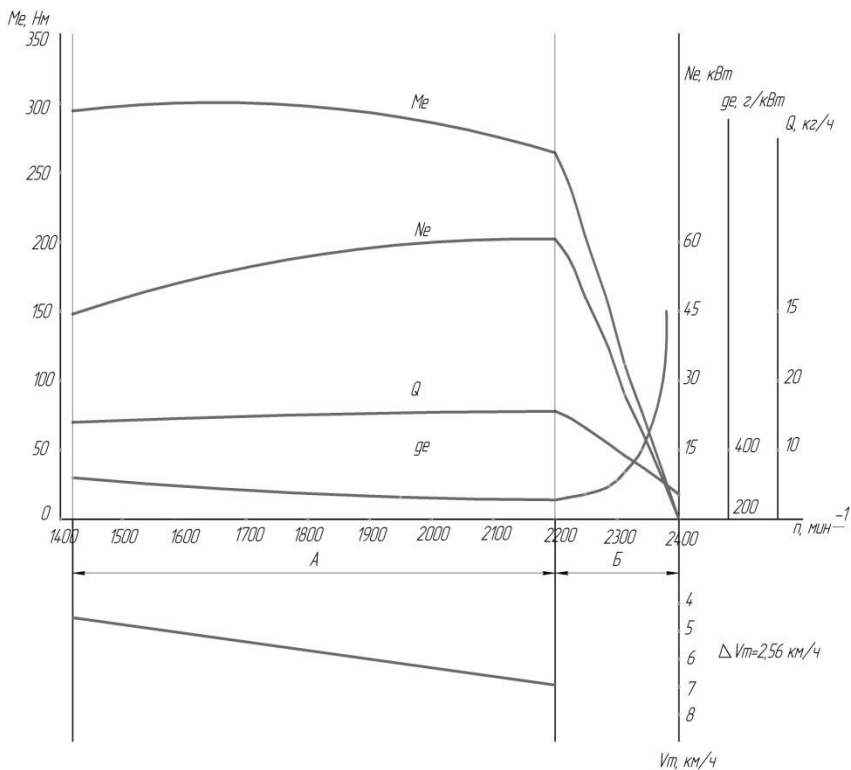


Рис. 2. Регуляторная (скоростная) характеристика тракторного двигателя:  
*A* – безрегуляторная зона, *Б* – регуляторная зона

По оси абсцисс наносят равномерную шкалу значений частоты вращения  $n$ , а по оси ординат – равномерные шкалы  $N_e$ ,  $M_e$ ,  $G_T$ ,  $g_e$ . Причем шкалы каждого из показателей наносят по осям отдельно. Масштабы следует выбирать такими, чтобы кривые заполняли площадь рисунка и не было бы наложения кривой одного параметра на кривую другого параметра.

На построенной регуляторной характеристике обозначить регуляторную и безрегуляторную зоны, а так же показатели соответствующие четырем характерным режимам работы двигателя: при максимальной частоте коленчатого вала, при максимальной мощности и при максимальном крутящем моменте, а так же фактического режима, определенным расчетным путем.



4.3. По данным регуляторной (скоростной) характеристики дать эксплуатационную оценку показателей работы двигателя. Для этих целей составить таблицу 2.

Таблица 2

Показатели работы двигателя на отдельных эксплуатационных режимах

Режим холостого хода	Номинальный режим	Режим соответствующий $M_{e\max}$	Фактический режим
$n_X = \text{мин}^{-1}$	$n_H = \text{мин}^{-1}$	$n_{(M_{e\max})} = \text{мин}^{-1}$	$n_d = \text{мин}^{-1}$
$N_{eX} = \text{кВт}$	$N_{eH} = \text{кВт}$	$N_{e(M_{e\max})} = \text{кВт}$	$N_e = \text{кВт}$
$M_{eX} = \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{eH} = \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{e(M_{e\max})} = \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_e = \text{Н}\cdot\text{м}$
$G_{TX} = \text{кг/ч}$	$G_{TH} = \text{кг/ч}$	$G_{T(M_{e\max})} = \text{кг/ч}$	$G_T = \text{кг/ч}$
$g_{eX} = \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$g_{eH} = \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$g_{e(M_{e\max})} = \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$g_e = \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$

4.4. Определить коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту

$$K_{\Pi} = \frac{M_{e\max}}{M_{eH}}$$

Коэффициент приспособляемости двигателя является важнейшим показателем динамических свойств двигателя и показывает его приспособляемость к преодолению временных увеличений сопротивления агрегата без переключения на пониженную передачу

Для современных тракторных дизельных двигателей величина этого коэффициента находится в пределах от 1,05 до 1,2.

4.5. Определить коэффициент, характеризующий снижения частоты вращения коленчатого вала двигателя при перегрузке:

$$K_{BP} = \frac{n_{\text{пр}}}{n_H}$$

Ввиду того, что при перегрузке снижается частота вращения вала двигателя, а следовательно, и скорость агрегата, в результате чего увеличивается возможность трактора преодолеть небольшое временно возросшее сопротивление агрегата без переключения на низшую передачу.

У двигателей тракторов величина коэффициента должна составлять 0,5...0,7.

4.5. Определить коэффициент использования номинальной мощности двигателя:

$$\eta_{N_e} = \frac{N_e}{N_{eH}},$$

4.6. Определить коэффициент фактической загрузки двигателя:

$$\eta_{M_e} = \frac{M_e}{M_{eH}},$$

4.7. Определить запас касательной силы тяги трактора при неустановившемся характере тяговой нагрузки.

$$P_{KЗ} = P_{K\max} - P_{KH}, \text{ Н.}$$

$$P_{K\max} = \frac{0,97 \cdot M_{e\max} \cdot i_T \cdot \eta_{MG}}{r_K}, \text{ Н.}$$

$$P_{KH} = \frac{M_{eH} \cdot i_T \cdot \eta_{MG}}{r_K}, \text{ Н.}$$

4.8. Построить график (рис. 2) зависимости удельного расхода топлива  $g_e$  от степени загрузки двигателя. Для этого по характеристике двигателя (регуляторной зоне) определить удельный расход топлива, соответствующий использованию мощности  $N_{eH}$  на 100, 90, 80, 70, 60, 50%. Для чего на кривой  $N_e$  наметить точки соответствующие указанной мощности и проведя через них вертикальные прямые до пересечения с кривой расхода топлива  $g_e$  – снять показания. Пересчитать в процентах. Данные свести в таблицу 3.

Таблица 3

Изменение удельного расхода топлива от загрузки двигателя

Загрузка двигателя		Удельный расход	
$N_e, \%$	$N_e, \text{ кВт}$	$g_e, \text{ г/кВт ч}$	$g_e, \text{ в } \% g_{eH}$
100	$N_{eH} =$	$g_{eH} =$	100
90			
80			
70			
60			
50			

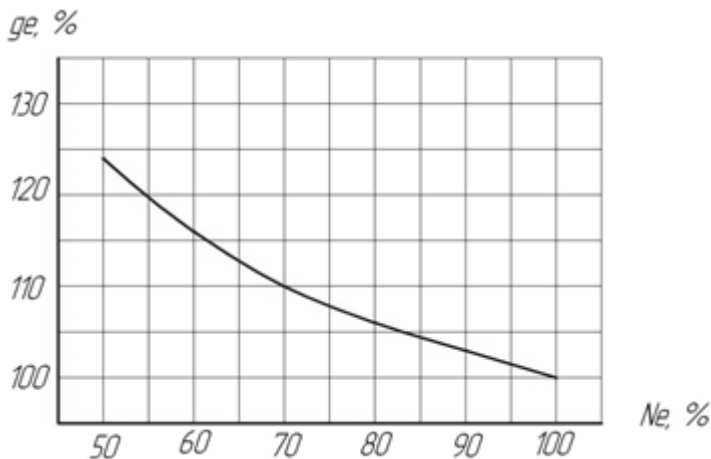


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива от степени загрузки двигателя

Оценить характер (крутизну) протекания кривой при наиболее распрямленном режиме работы двигателя в 70...90%.

По результатам расчетов раздела дать заключение об эксплуатационных показателях работы двигателя и машинно-тракторного агрегата.

4.9. Определить абсолютное уменьшение теоретической скорости движения при снижении частоты вращения коленчатого вала от номинальной до предельной.

$$\Delta V_T = V_{TH} - V_{TH}, \text{ км/ч.}$$

где  $V_{TH}, V_{TH}$  – теоретическая скорость движения трактора на заданной передаче соответственно при  $n_H$  и  $n_{(Memax)}$ .

$$V_{TH} = 0,377 \cdot \frac{n_H \cdot r_K}{i_T}, \text{ км/ч,}$$

$$V_{TH} = 0,377 \cdot \frac{n_{PP} \cdot r_K}{i_T}, \text{ км/ч.}$$

4.10. Определить удельное тяговое сопротивление агрегата, соответствующее теоретической скорости движения трактора на заданной передаче при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя

$$k_{\phi} = k \left[ 1 + (V_{TH} - V_0) \cdot \frac{\Delta C}{100} \right], \text{ Н/м,}$$

где  $\Delta C$  – коэффициент характеризующий темп прироста сопротивления при повышении скорости движения на 1 км/ч от начального значения  $V_0 = 5$  км/ч (прил. 15)

4.11. Определить косвенный и общий запас тяги трактора при работе двигателя в зоне перегрузки. Косвенный запас тяги численно равен уменьшению тягового сопротивления агрегата вследствие снижения частоты вращения коленчатого вала, а значит, и скорости движения трактора при работе с перегрузкой:

$$P_{КЗК} = (V_{TH} - V_{TH}) \frac{\Delta C}{100} \cdot k_{\phi} \cdot B_{AG}, \text{ Н.}$$

Общий запас силы тяги трактора, обусловленный запасом крутящего момента двигателя и снижением тягового сопротивления машин из-за уменьшения скорости движения агрегата при работе с перегрузкой равен сумме

$$\sum P_z = P_{КЗ} + P_{КЗК}, \text{ Н.}$$

Сделать заключение о динамических и экономических показателях работы двигателя трактора в заданных условиях.

## **5 РАЗРАБОТКА ОПЕРАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КАРТЫ**

Задачей раздела является составление операционно-технологической карты, а так же определение основных кинематических характеристик трактора, рабочего участка и производительности МТА.

5.1. Выбрать способ движения агрегата исходя из агротехнических требований, предъявляемых к производственному процессу.

*Челночный способ движения* – один из самых распространенных благодаря своей простоте, и для него не надо разбивать поле на загоны. Этим способом выполняют подавляющее большинство операций: внесение удобрений; лущение стерни и дискование; плоскорезную обработку почвы; вспашку оборотным и фронтальным плугами; боронование при небольшой ширине захвата агрегата; сплошную культивацию; прикатывание почвы; посев и посадку

сельскохозяйственных культур; междурядную обработку пропашных культур; уборку сельскохозяйственных культур агрегатами с фронтальными рабочими органами, навешиваемыми на трактор спереди, и др.

*Всвал, вразвал и чередование загонов всвал и вразвал* связаны с вспашкой и, естественно, их чаще применяют на этой операции. Однако эти способы движения возможны и на некоторых других операциях, включая лущение стерни и дискование, боронование, посев зерновых (непропашных) культур; уборку сельскохозяйственных культур и др.

*Беспетлевой комбинированный способ движения* чаще применяют на вспашке, а также на уборке картофеля и сахарной свеклы, где нежелательны петлевые повороты.

В зависимости от выбранного способа движения, определить ширину поворотной полосы (часть загона, временно выделяемая для поворотов):

При петлевых поворотах  $E = 3 \cdot R + e$ , м.

При беспетлевых поворотах  $E = 1,5 \cdot R + e$ , м,

где  $R$  – радиус поворота агрегата, м;

$e$  – длина выезда агрегата, м.

*Длина выезда агрегата  $e$*  – расстояние, на которое нужно продвинуть агрегат от контрольной линии на поворотной полосе до начала поворота с тем, чтобы избежать огрехов или порчи растений.

$e = 0,5 - 0,75l_a$  – для прицепных машин;

$e = 0,35 - 0,65l_a$  – для навесных машин.

где  $l_a$  – кинематическая длина агрегата, которая складывается из кинематических длин трактора  $l_{TP}$ , сцепки  $l_C$  и рабочей машины  $l_M$ .

$$l_a = l_{TP} + l_C + l_M, \text{ м,}$$

где  $l_{TP}$  – кинематическая длина трактора (прил. 16), м;

$l_C$  – кинематическая длина сцепки (прил. 116), м;

$l_M$  – кинематическая длина с.х. машины (прил. 16, 21), м;

Радиус поворота агрегата –  $R$  определяется следующим образом:

Для посевных и культиваторных агрегатов:

с одной машиной  $R = 1,7B_{AG}$ ;

с двумя машинами  $R = 1,2B_{AG}$ ;

с тремя машинами  $R = 0,9B_{AG}$ ;

с четырьмя-пятью  $R = 0,8B_{AG}$ .

Борновальные и луцильные агрегаты:  $R = B_{AG}$ .

Навесные агрегаты:  $R = R_{\text{ТРАКТОРА}}$  (прил. 17).

Прицепные пахотные агрегаты:  $R = (3,4...7)B_{AG}$ .

В связи с тем, что ширина поворотной полосы должна быть кратной ширине захвата агрегата, то после расчетов необходимо откорректировать полученное значение ширины поворотной полосы  $E$ .

5.2. Определить рабочую длину загона по выражению:

$$L_p = L - 2E, \text{ м,}$$

где  $L$  – длина поля, м.

5.3. Для способов движения, которые требуют разбивки поля на загоны, необходимо определить ширину загона и количество загонов.

Движение всвал, вразвал:

$$C = \sqrt{2B_{AG} \cdot L + 16R^2}, \text{ м.}$$

Комбинированный способ движения:

$$C = \sqrt{3B_{AG} \cdot L}, \text{ м.}$$

Круговой способ:

$$C = 0,22 \cdot L, \text{ м.}$$

Расчетная ширина загона должна корректироваться с тем, что бы она была кратной двойной ширине захвата агрегата.

Количество загонов:

$$n_3 = \frac{B_{II}}{C},$$

где  $B_{II}$  – ширина поля, м.

5.4. Определить длину холостого пути в зависимости от выбранного способа движения.

Челночный способ движения (петлевые грушевидные повороты):

$$l_x = 6R + 2e, \text{ м.}$$

Способ движения «всвал» или «вразвал»:

$$l_X = 2,4R + 0,5C - 0,5B_{AG} + 2e, \text{ м.}$$

Комбинированный способ движения:

$$l_X = 1,4R + 0,5C - \frac{2R \cdot B_{AG}}{C - B_{AG}} + 2e, \text{ м.}$$

5.5. Коэффициент рабочих ходов определяется по формуле

$$\varphi = \frac{L_P}{L_P + l_X}.$$

5.6. Определить чистое рабочее время смены из уравнения баланса времени смены

$$T = T_P + t_X + t_1 + t_2 + t_{Л}, \text{ Ч,}$$

$$T_P = T - t_X - t_1 - t_2 - t_{Л}, \text{ Ч,}$$

где  $T=7$  ч – общее время смены,

$t_X$  – время, затраченное на повороты и холостые заезды, ч;

$t_1$  – время, затраченное на технологическое обслуживание, ч;

$t_2$  – время, затраченное на организационно техническое обслуживание проводимое, как правило, в начале смены (прил. 18), ч;

$t_{Л}$  – время, затраченное на личные нужды обслуживающего персонала, принимается равным 0,2 ч.

5.7. Время, необходимое на совершение одного цикла:

$$t_{Ц} = \frac{2 \cdot (L_P + l_X)}{500 \cdot V_P} + t_0, \text{ Ч,}$$

где  $t_0$  – время остановок, затраченное на технологическое обслуживание за цикл;

$$t_0 = t_T + t_{OC} \cdot z, \text{ Ч,}$$

где  $z$  – количество остановок за цикл, необходимых для технологических обслуживаний;

$t_{OC}$  – длительность одной остановки агрегата для циклического технологического обслуживания (заправка технологических емкостей или выгрузка из них); ч

$$t_{OC} = 0,05 \cdot m, \text{ Ч,}$$

где  $m$  – количество машин в агрегате, шт.

$t_T$  – время, затрачиваемое на технологическое обслуживание рабочих органов (очистка рабочих органов, проверка глубины обработки, высоты среза, нормы высева, величины потерь и т. д.) (прил. 19);

Для агрегатов, не имеющих технологических емкостей время, затрачиваемое на циклическое технологическое обслуживание  $t_0 = t_T$ .

$$Z = \frac{2 \cdot L_P}{l_{OC}}$$

где  $l_{OC}$  – путь заполнения или опорожнения емкости, м.

$$l_{OC} = \frac{10^4 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi}{h \cdot B_{AG}}, \text{ м,}$$

где  $V$  – объем емкости на машине,  $\text{м}^3$  (прил. 21);

$\gamma$  – плотность материала,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\psi$  – коэффициент использования емкости (0,94);

$h$  – норма высева,  $\text{кг}/\text{га}$ ;

$B_{AG}$  – ширина захвата машины, м.

5.8. Количество циклов за смену:

$$n_{Ц} = \frac{T - t_2 - t_{Д}}{t_{Ц}}.$$

5.9. Время, затраченное на повороты и холостые заезды:

$$t_X = \frac{l_X}{500 \cdot V_P} \cdot n_{Ц}, \text{ ч}$$

5.10. Время остановок агрегата для циклического технологического обслуживания

$$t_1 = t_0 \cdot n_{Ц}, \text{ ч.}$$

5.11. Определить общий коэффициент использования времени смены:

$$\tau = \frac{T_P}{T}.$$

5.12. Производительность агрегата:

За цикл:

$$W_{Ц} = \frac{2 \cdot L_P \cdot B_{AG}}{10000}, \text{ га/цикл.}$$



За час:

$$W = \frac{W_{ц}}{t_{ц}}, \text{ га/ч.}$$

За смену:

$$W_{CM} = 0,1 \cdot B_{AG} \cdot V_P \cdot T_P, \text{ га/см.}$$

5.13. Удельный расход топлива при работе агрегата.

$$\theta_{ГА} = \frac{Q_P \cdot T_P + Q_X \cdot t_X + Q_0 \cdot t_{OCT}}{W_{CM}}, \text{ кг/га.}$$

где  $Q_P$  – расход топлива двигателем трактора под нагрузкой, кг/ч;

$$Q_P = \frac{N_{eH} \cdot g_{eH}}{1000}, \text{ кг/ч,}$$

где  $g_{eH}$  – удельный расход топлива двигателем трактора (прил. 7), г/кВт·ч

$Q_X$  – расход топлива двигателем трактора при поворотах и холостых заездах, принимаемый 70-75% от расхода топлива двигателем трактора под нагрузкой, кг/ч;

$Q_0$  – расход топлива двигателем трактора при остановках, принимаемый 10% от расхода топлива двигателем трактора под нагрузкой, кг/ч;

$T_P$ ,  $t_X$  и  $t_{OCT}$  – соответственно чистое рабочее время; время, затрачиваемое на повороты и время остановок для технологического обслуживания.

$$t_{OCT} = t_1 + t_L, \text{ ч.}$$

5.14. Определить удельные на 1 га прямые эксплуатационные затраты денежных средств, которые согласно ГОСТ Р 53056–2008 «Методы экономической оценки» определяются по формуле

$$И = З + Г + Р + А + \Phi, \text{ руб./га,}$$

где  $З$  – затраты средств на оплату труда обслуживающего персонала, руб./га;

$Г$  – затраты средств на горюче-смазочные материалы руб./га;

$Р$  – затраты средств на ремонт и техническое обслуживание, руб./га;

$А$  – затраты средств на амортизацию, руб./га;

$\Phi$  – прочие прямые затраты средств на основные и вспомогательные материалы, руб./га.

5.15. Затраты средств на оплату труда обслуживающего персонала:

$$З = \frac{1}{W_{CM}} \cdot Л \cdot \tau \cdot K_3, \text{ руб./га,}$$

где  $Л$  – число обслуживающего персонала, чел.;

$\tau$  – оплата труда обслуживающего персонала, руб./чел.-ч;

$K_3$  – коэффициент начислений на зарплату при различных формах налогообложения;

5.16. Затраты средств на горюче-смазочные материалы

$$Г = \theta_{ГА} \cdot Ц_T \cdot K_{CM.M}, \text{ руб./га,}$$

$Ц_T$  – цена 1 кг топлива, руб./кг;

$K_{CM.M}$  – коэффициент учета стоимости смазочных материалов.

5.17. Затраты средств на ремонт и техническое обслуживание техники по нормам отчислений от цены машины

$$P = \frac{B \cdot r_P}{W_{CM} \cdot T_3}, \text{ руб./га,}$$

где  $B$  – цена техники (без НДС), руб.;

$r_P$  – коэффициент отчислений на ремонт и техническое обслуживание техники (прил. 20);

$T_3$  – годовая зональная загрузка техники (прил. 22), ч.

5.18. Затраты средств на амортизацию техники

$$A = \frac{B \cdot a}{W_{CM} \cdot T_3}, \text{ руб./га,}$$

где  $a$  – коэффициент отчислений на амортизацию техники (прил. 20).

5.19. Прочие прямые затраты средств на основные и вспомогательные материалы вычисляли по формуле

$$\Phi = \sum_i h_i \cdot Ц_{Mi}, \text{ руб./га,}$$

где  $h_i$  – удельный расход  $i$ -го вида материала кг/ед. наработки;

$Ц_{Mi}$  – стоимость единицы  $i$ -го вида расходуемого материала, руб.

5.20. По результатам расчетов составляется операционно-технологическая карта (прил. 23).

## **6 ПОДГОТОВКА К ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И КРИТЕРИИ ВЫСТАВЛЕНИЯ ОЦЕНКИ**

Законченная курсовая работа сдается на проверку, после исправления ошибок и недочетов, магистрант защищает курсовую работу перед комиссией из трех преподавателей согласно. Защита курсовой работы проводится по графику, в специально отведенное время. Продолжительность доклада магистранта по основным разделам работы – до 5 мин и ответы на вопросы членов комиссии и присутствующих – до 7 мин.

Подготовка к защите сводится к написанию тезисов доклада и оформлению иллюстративных материалов (презентации). Для иллюстрации доклада могут быть использованы графические материалы работы, а также специально подготовленные плакаты, слайды или презентация.

При подготовке доклада и презентации следует придерживаться общих требований принятых в академии [8].

Рекомендуется следующая последовательность изложения: тема курсовой работы постановка задач и проблемы, анализ состояния изучаемого вопроса, обоснование и принятие решений по разделам курсовой работы, выводы и предложения для производства.

Во время защиты комиссией ведется протокол, в котором записываются задаваемые вопросы.

С учетом содержания, качества оформления и защиты работы комиссия оценивает защиту по пятибалльной шкале.

На оценку влияют: обоснованность принятых решений; правильность расчетов и качество оформления пояснительной записки (оценка выставляется преподавателем, проверяющим пояснительную записку); качество доклада; правильность и полнота ответов на вопросы.

Комиссия оценивает курсовые работы по следующим критериям: соответствие содержания и темы, полнота решения поставленных задач, уровень выполнения расчетов, достоверность полученных результатов, применение информационных технологий, качество оформления и соответствие требованиям, качество доклада, правильность и полнота ответов на вопросы.

Оценку «отлично» рекомендуется выставлять магистранту, если работа выполнена на заданную тему, разделы разработаны

грамотно, решения обоснованы и подтверждены расчетами. Пояснительная записка и графическая часть выполнены качественно. Магистрант сделал логичный доклад, раскрыл особенности, проявил большую эрудицию, аргументировано ответил на вопросы членов комиссии.

Оценка «хорошо» выставляется, если работа выполнена в соответствии с заданием, расчеты выполнены грамотно, но их обоснование не является достаточно глубоким. При этом ошибки не имеют принципиального характера, а работа оформлена в соответствии с установленными требованиями с небольшими отклонениями. Магистрант сделал хороший доклад и правильно ответил на большинство вопросов членов комиссии.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если работа выполнена в полном объеме, но содержит недостаточно убедительное обоснование, существенные технические ошибки, свидетельствующие о проблемах в знаниях магистранта, но в целом не ставящие под сомнение его подготовку по дисциплине. При этом пояснительная записка, графическая часть выполнены небрежно. Магистрант не раскрыл основные положения своей работы, ответил правильно только на половину вопросов.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если работа выполнена не в полном объеме, содержит грубые ошибки в расчетах и принятии решений, количество и характер которых указывает на недостаточную подготовку. Доклад сделан неудовлетворительно, содержание основных разделов не раскрыто; качество оформления проекта низкое, магистрант не правильно ответил на большинство вопросов, показал слабую подготовку.

Магистрантам, получившим неудовлетворительную оценку по курсовому проекту, предоставляется право выполнения работы по новой теме, или по решению руководителя и заведующего кафедрой, доработки прежней темы и определяется новый срок для ее защиты. Повторная защита курсовой работы допускается не более двух раз.

При выставлении оценки комиссия учитывает наличие у магистранта знаний и умений пользоваться научными методами познания, творческого подхода к решению инженерной задачи, владения навыками находить теоретическим путем ответы на сложные вопросы в области эффективного использования машин в АПК.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

## Пример оформления титульного листа

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Самарская государственная сельскохозяйственная академия»**

кафедра «Технический сервис»

### Курсовая работа

по дисциплине «Научные основы организации машиноиспользования  
в АПК»

Тема: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Выполнил:

Магистрант \_\_\_\_ курса

Группы \_\_\_\_\_

направления подготовки \_\_\_\_\_

профиля подготовки \_\_\_\_\_

личный номер

\_\_\_\_\_ /  
(номер зачетной книжки)

\_\_\_\_\_  
(Фамилия, Имя, Отчество магистранта полностью)

К защите допущен: \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Оценка \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /  
(цифрой и прописью) подписи членов комиссии (расшифровка подписи)

Самара 20\_\_

*Пример оформления задания*

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Самарская государственная сельскохозяйственная академия»**

Кафедра «Технический сервис»

Задание  
на курсовую работу по дисциплине  
«Научные основы организации машиноиспользования в АПК»

Тема: «Проектирование энергосберегающей технологической операции с разработкой операционно-технологической карты на её выполнение»

Магистранту

-----  
(Фамилия, Имя, Отчество)

Исходные данные для расчета:

Марка трактора – К-744Р2.

Марка СХМ – ЛДГ-20.

Уклон поля – 2,5%.

Размеры поля: 900х1200 м.

1. Проанализировать тяговые свойства трактора при выполнении заданной технологической операции.
2. Выполнить расчет по комплектованию машинно-тракторного агрегата.
3. Рассчитать и проанализировать режимы работы двигателя трактора при заданных условиях.
4. Разработать операционно-технологическую карту.

Руководитель

-----  
(подпись)

-----  
(расшифровка подписи)

Задание выдано « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

*Пример оформления реферата***РЕФЕРАТ**

Работа представлена пояснительной запиской и графической частью на листе формата А1. Пояснительная записка содержит 32 страницы машинописного текста, включает 2 таблицы, 3 рисунка и 8 наименований использованных источников.

Ключевые слова: трактор, машинно-тракторный агрегат, режимы работы, затраты.

Сокращения, используемые в тексте:

**МТА** – машинно-тракторный агрегат;

**ДВС** – двигатель внутреннего сгорания;

**ОТК** – операционно-технологическая карта;

**т.д.** – так и далее.

В работе проанализированы тяговые свойства трактора К-744Р2 на различных агрофонах. Выполнены расчеты по комплектованию машинно-тракторного агрегата состоящего из трактора К-744Р2 и с.х. машины ЛДГ-10. Построена регуляторная характеристика двигателя трактора, а так же разработана операционно-технологическая карта лущения стерни.

*Пример оформления оглавления*

**Оглавление**

	стр
Введение.....	
1 Анализ тяговых свойств трактора при выполнении технологической операции .....	
2 Комплектование машинно-тракторного агрегата.....	
3 Анализ и расчет режимов работы двигателя трактора....	
4 Разработка операционно-технологической карты.....	
Выводы и предложения.....	
Список использованной литературы и источников.....	
Приложения.....	



## Приложение 5

### Рекомендуемые скорости движения машинно-тракторных агрегатов

Наименование производственного процесса	Рекомендуемая скорость, км/ч
Вспашка обычными плугами	4-8
Вспашка скоростными плугами	6-10
Глубокое рыхление плоскорезами	7-11
Поверхностная обработка плоскорезами	7-12
Культивация пара	7-10
Лущение дисковыми лущильниками	6-10
Боронование зубowymi боронами	5-10
Прикатывание катками	7-12
Посев зерновыми сеялками	7-12
Посев сеялками-культиваторами	5-7
Посев свеклы	6-9
Посадка картофеля	4-6
Посев кукурузы	6-9
Разбрасывание минеральных удобрений	9-15
Разбрасывание органических удобрений	7-9
Междурядная культивация пропашных: – первая – вторая и последующие	4-9 7,5-10
Рыхление междурядий сахарной свеклы и окучивание картофеля	4-6
Косьба зерновых рядковыми жатками в валки	6-10
Подбор валков	5-8
Прямое комбайнирование	4-8
Уборка кукурузы	5-9
Уборка сахарной свеклы комбайном	2,5-8,5
Уборка картофеля комбайном	1,5-4,5
Кошение трав на сено	5-10
Уборка трав косилками-измельчителями	5-10
Подбор и прессование сена и соломы	5-9
Снегозадержание	6-10

## Передаточные числа трансмиссии тракторов

Передача	Марка трактора							
	К-744 P		К-744 P1		К-744 P2		К-744 P3	
	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$
1	5,08	126,11	5,08	126,11	5,08	126,11	5,08	126,11
2	6,15	104,01	6,15	104,01	6,15	104,01	6,15	104,01
3	7,43	86,12	7,43	86,12	7,43	86,12	7,43	86,12
4	8,29	77,17	8,29	77,17	8,29	77,17	8,29	77,17
5	8,92	71,73	8,92	71,73	8,92	71,73	8,92	71,73
6	10,05	63,67	10,05	63,67	10,05	63,67	10,05	63,67
7	12,13	52,79	12,13	52,79	12,13	52,79	12,13	52,79
8	14,60	43,85	14,60	43,85	14,60	43,85	14,60	43,85
9	10,90	58,75	10,90	58,75	10,90	58,75	10,90	58,75
10	13,22	48,41	13,22	48,41	13,22	48,41	13,22	48,41
11	15,94	40,16	15,94	40,16	15,94	40,16	15,94	40,16
12	19,21	33,32	19,21	33,32	19,21	33,32	19,21	33,32
13	17,89	35,78	17,89	35,78	17,89	35,78	17,89	35,78
14	21,73	29,46	21,73	29,46	21,73	29,46	21,73	29,46
15	26,07	24,55	26,07	24,55	26,07	24,55	26,07	24,55
16	31,47	20,34	31,47	20,34	31,47	20,34	31,47	20,34

## Продолжение приложения 6

Передача	Марка трактора							
	К-701		МТЗ-82.1		МТЗ-900		МТЗ-1221	
	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$
1	2,92	197,98	2,47	241,95	2,29	261,42	1,83	311,2
2	3,54	163,46	4,21	142,10	2,46	242,61	1,96	291,85
3	4,27	135,60	6,99	85,55	2,67	223,88	2,09	272,57
4	5,14	112,65	8,79	68,00	2,91	205,15	2,25	253,28
5	7,13	81,12	10,41	57,43	3,21	186,42	2,44	233,99
6	8,65	66,93	12,19	49,06	3,57	167,69	2,66	214,70
7	10,42	55,54	14,97	39,94	4,01	148,96	2,92	195,41
8	12,56	46,08	17,73	33,73	4,59	130,23	3,24	176,12
9	7,92	73,06	32,98	18,13	5,36	111,50	3,64	156,83
10	9,60	60,27	0,73	816,58	6,45	92,77	4,15	137,54
11	11,59	49,93	1,25	479,59	8,08	74,04	4,83	118,25
12	13,94	41,52	-	-	10,81	55,31	5,77	98,96
13	19,44	29,76	-	-	16,35	36,58	7,16	79,67
14	23,59	24,53	-	-	33,50	17,85	9,45	60,38
15	28,48	20,32	-	-	-	-	13,89	41,09
16	34,06	16,99	-	-	-	-	26,18	21,8

Продолжение приложения 6

Передача	Марка трактора							
	МТЗ-1523		ЛТЗ-155		ХТЗ-17421		Т-151К	
	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$
1	1,58	360,61	1,83	282,18	3,05	186,74	3,20	177,70
2	1,69	337,81	2,01	257,00	3,31	171,73	3,48	163,53
3	1,81	315,06	2,15	239,80	3,63	156,76	3,81	149,41
4	1,95	292,31	2,32	222,60	4,01	141,79	4,20	135,29
5	2,12	269,56	2,51	205,40	4,48	126,82	4,69	121,17
6	2,31	246,81	2,74	188,20	5,09	111,85	5,31	107,05
7	2,55	224,06	3,02	171,00	5,87	96,88	6,12	92,93
8	2,84	201,31	3,36	153,80	6,94	81,91	7,22	78,81
9	3,20	178,56	3,78	136,60	8,50	66,94	8,79	64,69
10	3,66	155,81	4,32	119,40	10,94	51,97	11,25	50,57
11	4,29	133,06	5,05	102,20	15,37	37,00	15,60	36,45
12	5,17	110,31	6,08	85,00	25,82	22,03	25,47	22,33
13	6,52	87,56	7,62	67,80	-	-	-	-
14	8,81	64,81	10,21	50,60	-	-	-	-
15	13,57	42,06	15,46	33,40	-	-	-	-
16	29,56	19,31	31,88	16,20	-	-	-	-

Окончание приложения 6

Передача	Марка трактора							
	ХТЗ-150-05-09		ВТ-100Д		ВТ-150		Т-4А.01	
	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$	$V_T$	$i_T$
1	4,26	70,99	3,60	65,55	3,80	67,48	2,22	109,70
2	4,69	64,55	3,93	60,05	4,15	61,72	2,43	100,37
3	5,20	58,15	4,33	54,56	4,58	56,02	2,67	91,09
4	5,84	51,75	4,81	49,07	5,10	50,32	2,98	81,81
5	6,67	45,35	5,42	43,58	5,75	44,62	3,36	72,53
6	7,76	38,95	6,20	38,09	6,59	38,92	3,85	63,25
7	9,29	32,55	7,25	32,60	7,72	33,22	4,51	53,97
8	11,57	26,15	8,71	27,11	9,32	27,52	5,45	44,69
9	15,31	19,75	10,92	21,62	11,75	21,82	6,88	35,41
10	-	-	14,64	16,13	15,91	16,12	9,32	26,13

## Основные технические характеристики тракторов

Показатели	Марка трактора			
	К-744 Р	К-744 Р1	К-744 Р2	К-744 Р3
1. Марка двигателя	ЯМЗ-238НД4	ЯМЗ-238НД5	ЯМЗ-8481.10	ЯМЗ-8481.10-02
2. Тяговый класс	5	5	5	8
3. $N_{\text{H}}$ , кВт	184	220	257	287
4. $n_{\text{H}}$ , мин <sup>-1</sup>	1900	1900	1900	1900
5. $g_{\text{eH}}$ , г/кВтч	220	220	220	231
6. $G_{\text{тр}}$ , кг	15060	15060	15680	17500
7. Габариты	7,25×2,85	7,25×2,85	7,25×2,83	7,35×4,65
8. $r_0$ , м	0,332	0,332	0,332	0,332
9. $h$ , м	0,720	0,720	0,720	0,720

## Продолжение приложения 7

Показатели	Марка трактора			
	К-701	МТЗ-82.1	МТЗ-900	МТЗ-1221
1. Марка двигателя	ЯМЗ-238	Д-243	Д-243	260.2
2. Тяговый класс	5	1,4	1,4	2
3. $N_{\text{H}}$ , кВт	220	60	60	96
4. $n_{\text{H}}$ , мин <sup>-1</sup>	1900	2200	2200	2100
5. $g_{\text{eH}}$ , г/кВтч	225	220	220	228
6. $G_{\text{тр}}$ , кг	12500	3900	3720	4640
7. Габариты	7,40×2,88	3,93×1,97	3,83×1,97	4,6×2,25
8. $r_0$ , м	0,332	0,483	0,483	0,483
9. $h$ , м	0,610	0,305	0,305	0,305

## Продолжение приложения 7

Показатели	Марка трактора			
	МТЗ-1523	ЛТЗ-155	ХТЗ-17421	Т-151К
1. Марка двигателя	260.1 TURBO	Д-442-47	СМД-31Т	СМД-63
2. Тяговый класс	2	2	3	3
3. $N_{\text{H}}$ , кВт	114	88	147	128,7
4. $n_{\text{H}}$ , мин <sup>-1</sup>	2100	1850	2100	2100
5. $g_{\text{eH}}$ , г/кВтч	228	220	241	237
6. $G_{\text{тр}}$ , кг	5000	5600	9040	8980
7. Габариты	4,75×2,25	4,67×2,35	6,58×2,46	6,13×2,48
8. $r_0$ , м	0,483	0,483	0,305	0,305
9. $h$ , м	0,305	0,330	0,530	0,530

## Окончание приложения 7

Показатели	Марка трактора			
	ХТЗ-150-05-09	ВТ-100Д	ВТ-150	Т-4А.01
1. Марка двигателя	ЯМЗ-236ДЗ	Д-442-24	Д-442-24ВИ	А-01МСИ
2. Тяговый класс	3	3	3	4
3. $N_{\text{н}}$ , кВт	128,7	88	110	95,6
4. $n_{\text{н}}$ , мин <sup>-1</sup>	2100	1750	1900	1700
5. $g_{\text{н}}$ , г/кВтч	220	220	220	220
6. $G_{\text{гр}}$ , кг	8150	7580	7720	8870
7. Габариты	5,00×1,88	5,33×1,85	5,40×1,85	4,65×1,95
8. $r_0$ , м	0,382	0,358	0,358	0,380
9. $h$ , м	-	-	-	-

## Приложение 8

Коэффициенты сцепления трактора с почвой ( $\mu$ )  
и сопротивления перекачиванию (качению) тракторов ( $f$ )

Условия движения	Трактор			
	Колёсный		Гусеничный	
	$\mu$	$f$	$\mu$	$f$
Шоссейная дорога	0,6-0,9	0,014-0,04	1,0	0,01
Сухая укатанная грунтовая дорога	0,6-0,8	0,03-0,05	0,9-1,0	0,05-0,07
Грунтовая неровная дорога	-	0,05-0,10	-	-
Снежная укатанная дорога	0,3	0,03-0,05	0,6	0,06-0,07
Целина, залежь, плотная дернина, сильно уплотнённая стерня	0,8-0,9	0,03-0,06	1,0	0,05-0,07
Стерня нормальной влажности, поле из-под кукурузы	0,7-0,8	0,06-0,08	0,9-1,0	0,07-0,09
Влажная стерня	0,6-0,7	0,08-0,10	0,9	0,08-0,11
Слежавшаяся пашня	0,5-0,6	0,10-0,12	0,7	0,07-0,08
Подготовленное под посев поле, чистый пар	0,5-0,7	0,16-0,20	0,6-0,7	0,10-0,12
Свежеспаханное поле	0,4-0,5	0,18-0,22	0,6	0,12-0,14
Влажный луг	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8	0,09-0,11
Песок влажный	0,4	0,08-0,10	0,5	-
Песок сухой	0,3	0,15-0,20	0,4	0,10-0,12
Глубокая грязь	0,1	-	0,3-0,5	0,10-0,25
Глубокий снег	-	0,24-0,28	-	0,09-0,12

Приложение 9

Буксование ведущего аппарата трактора в % на различных передачах в зависимости агрофона

Агрофон	Гусеничные тракторы				Колёсные тракторы			
	Передачи							
	1	2	3	4	1	2	3	4
Культиви- рованное поле	5,0-6,0	3,5-4,5	2,0-3,0	1,5-2,0	25,0- 30,0	18,0- 20,0	13,0- 15,0	10,0- 12,0
Стерня	3,0-4,0	2,0-3,0	1,2-1,6	0,5-1,0	18,0- 22,0	12,0- 15,0	9,0-11,0	6,0-8,0
Залежь	2,0-3,0	1,5-2,0	1,0-1,2	0,6-0,8	14,0- 16,0	10,0- 12,0	6,0-8,0	3,0-5,0

Приложение 10

Удельные сопротивления сельскохозяйственных машин

Наименование операции	Сельскохозяйственная машина	Удельное сопротивление $k$ , кН/м
1	2	3
Боронование	Борона зубовая тяжёлая	0,40-0,70
	Борона зубовая средняя	0,30-0,60
	Борона сетчатая и шлейф борона	0,45-0,65
	Борона пружинная и лапчатая	1,00-1,8
	Борона дисковая	1,60-2,20
Сплошная культивация	Борона игольчатая	0,45-0,80
	Культиватор штанговый	1,60-2,60
	Культиватор паровой (6-8 см)	1,60-3,00
Глубокое рыхление	Культиватор паровой (10-12 см)	1,20-1,60
	Культиватор -глубокорыхлитель	8,00-13,00
Обработка плоскорезами	Культиватор -плоскорез	4,00-6,00
Лущение стерни	Культиватор -плоскорез	4,00-6,00
	Луцильник дисковый (8-10 см)	1,20-2,60
	Луцильник лемешный (10-14 см)	2,50-6,00
Рядовой посев зерновых культур	Луцильник лемешный (14-18 см)	6,00-10,00
	Сеялка дисковая	1,10-1,60
	Сеялка узкорядная	1,50-2,50
	Сеялка-луцильник	1,20-2,80
Посев кукурузы	Сеялка зернопрессовая	1,20-1,80
	Сеялка кукурузная	1,00-1,40
Прикатывание	Каток гладкий водоналивной	0,55-1,20
	Каток кольчато-шпоровый	0,60-1,00
Междурядная обработка	Культиватор со стрельчатыми лапами и бритвами	1,20-1,80

## Продолжение приложения 10

1	2	3
Рыхление междурядий кукурузы и подсолнечника	Культиватор-растениепитатель	1,30-1,60
Кошение трав	Косилка с приводом от ВОМ	0,70-1,10
	Косилка от ходовых колёс	0,90-1,40
	Косилка-измельчитель	0,80-1,30
Сгребание трав	Грабли поперечные	0,50-0,75
	Грабли-валкообразователи	0,70-0,90
Кошение зерновых культур	Жатка рядковая прицепная	1,20-1,50
Уборка кукурузы	Кукурузоуборочный комбайн	1,50-1,70
	Силосоуборочный комбайн	1,20-1,60
Уборка корнеплодов	Свеклоподъёмник	3,00-4,00
	Копатель корнеплодов	6,50-7,50
Дискование пашни	Дисковая борона	4,00-8,00
Разбрасывание минеральных удобрений	Туковая сеялка	0,30-0,40
Опрыскивание	Опрыскиватель навесной	0,15-0,20
	Гербицидно-аммиачная машина	0,10-0,20
Подбор сена	Пресс-подборщик	0,40-0,50
	Подборщик-копнитель	0,40-0,50
	Подборщик-стогообразователь	1,20-1,40
	Подборщик-укладчик	0,70-0,80
Снегозадержание	Снегопах	5,30-5,50

## Приложение 11

## Машины для механизации процессов в растениеводстве

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Масса, кг
1	2	3	4
Плуги	ПП-9-40	До 3,7	2160
	ПП-9-35	3,15	3650
	ПРУН-8-45	3,60	1974
	ПЛП-6-35	2,1	1230
	ПЛ-5-40	1,75-2,25	1630
	ПНУ-8-40	3,2	2400
	ПЛН-5-40	2,0	905
	ПН-3-35	1,05	445
Плоскорезы-глубокорыхлители	ПГ-3С	3,1	950
	ПГ-2С	2,1	606
	ПГН-5	5,25	1650
	ПГН-3	3,18	1277

## Продолжение приложения 11

1	2	3	4
Культиваторы	КПШ-20	20	3500
	КПШ-9	9,5	2800
	КШУ-12	8	2950
	КШУ-4	4	760
	КСТ-2,2	2,2	975
	КПЭ-3,8Г	3,91	830
	КПС-4	4	927
Культиваторы для между- рядной обработки почвы	КСО-4	4	1040
	КРН-4,2Б	4,2	1190
	КРН-5,6Б	5,6	1530
Бороны	КРН-8,4	8,4	1597
	БДГ-10	10	4100
	БДГ-7А	7	4587
	БДГ-5,2	5,2	4150
	БДН-3,0	3,0	684
	БЗСС-1,0	0,98	37,8
	БЗТС-1,0	0,98	43,7
Катки	БМШ-20	20	8600
	БМШ-15	15	6800
	КВП-3,8	7,2-8,2	680
	ЗККШ-6	6,1	1950
Лушпильники	КЗК-10	10,0	4300
	ЗКВГ-1,4	4,0	790
	ЛДГ-20	20	5430
	ЛДГ-15А	15	3150
	ЛДГ-10А	10	2480
	ЛДГ-5А	5,5-6,2	1200
Машины для внесения минеральных удобрений	ППЛ-10-25	2,5	1265
	ППЛ-5-25	1,25	455
	МВУ-5	7-17	2170
	РДУ-1,5	10-28	450
	РУН-0,5Н	8-24	200
Машины для внесения органических удобрений	МТТ-4У	16-24	2550
	РЖТ-4М	11-12	2220
	ПРТ-16М	7-8	5325
	ПРТ-10	6,5-7	3970
	ПРТ-7А	5-8	2850
	ПРТ-11	5-8	4070
	РОУ-6М	4-8	2170
	РУН-15Б	35,0	1750



1	2	3	4
Опрыскиватели	ОП-2000	16-24	1020
	ОП-22	22,6	850
	ОМП-2001	18	1200
Снегопах-валкователь	СВШ-7-01	7,2	2900
Снегопах-валкообразователь	СВУ-2,6А	2,6	850
Сеялка зернотуковая	СЗ-3,6А	3,6	1380
Сеялка зернотуковая прес-совая	СЗП-3,6А	3,6	1839
Сеялка зернотукотравяная	СЗТ-3,6А	3,6	2370
Сеялки-культиваторы зернотуковые	СЗС-12	12,3	8300
	СРС-6	6,15	4334
Сеялка кукурузная пневматическая	СУПН-8А	5,6	1215

## Приложение 12

## Характеристика сцепок

Марка сцепки	Фронт сцепки, м	Наибольшая ширина захвата, м	Масса сцепки, Н.	Назначение
С-11У (колеса металлические)	14,4	11,0	7000	Бороны БЗСС-1,0, БЗТС-1,0; Катки: ЗККШ-6А, ЗКВГ-1,4
СГ-21Б (колеса пневматические)	18,0	21,6	10300	
СП-11А (колеса пневматические)	7,0	10,8	11400	Культиваторы: КПС-4, КПЭ и т. д.; Сеялки: СЗ-3,6, СЗП-3,6 и все их модификации Бороны: БИГ-3, БЗСС-1,0, БЗТС-1,0; Катки: ЗККШ-6А, ЗКВГ-1,4
СП-16А (колеса пневматические)	13,5	16,8	23600	

## Удельные сопротивления плугов

Тип почвы	Удельное сопротивление $k_0$ , Н/см <sup>2</sup>
Легкие	2,0-3,5
Средние	3,5-5,5
Тяжелые	5,5-8,0
Весьма тяжелые	свыше 8,00

## Основные данные тормозных испытаний тракторных двигателей

Показатель	Значение показателей при различной частоте вращения коленчатого вала						
	1	2	3	4	5	6	7
<b>К-744Р (ЯМЗ-238НД4)</b>							
$n$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2000	1940	1900	1760	1600	1420
$N_e$ , кВт	0	96,33	154,13	184	182,95	177,76	165
$M_g$ , Н·м	0	459,62	758,16	924,15	991,98	1060,2	1108
$Q$ , кг/ч	14,91	29,82	37,54	40,48	41	40,22	38,71
$g_e$ , г/кВт·ч	$\infty$	309,65	243,55	220	224,15	226,25	234,65
<b>К-744Р1 (ЯМЗ-238НД5)</b>							
$n$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2000	1940	1900	1760	1600	1420
$N_e$ , кВт	0	117,48	187,97	220	216,9	207,82	190
$M_g$ , Н·м	0	560,55	924,63	1104,9	1176,0	1239,5	1280
$Q$ , кг/ч	18,19	36,37	45,8	48,4	46,6	47	44,6
$g_e$ , г/кВт·ч	$\infty$	309,65	243,55	220	224,15	226,25	234,65
<b>К-744Р2 (ЯМЗ-8481.10)</b>							
$n$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2000	1940	1900	1760	1600	1420
$N_e$ , кВт	0	125,99	201,59	235	226	211,6	190
$M_g$ , Н·м	0	601,15	991,62	1180,3	1225,4	1262	1280
$Q$ , кг/ч	19,5	39,01	49,09	51,7	50,66	47,87	44,58
$g_e$ , г/кВт·ч	$\infty$	309,65	243,55	220	224,15	226,25	234,65
<b>К-701 (ЯМЗ-240)</b>							
$n$ , мин <sup>-1</sup>	2100	2000	1940	1900	1760	1600	1420
$N_e$ , кВт	0	117,48	187,97	220	213,55	197,04	165,51
$M_g$ , Н·м	0	560,55	924,63	1105	1157,9	1175,2	1112,3
$Q$ , кг/ч	18,19	36,38	45,73	48,4	47,92	44,59	38,84
$g_e$ , г/кВт·ч	$\infty$	309,65	243,3	220	224,4	226,3	234,65

## Продолжение приложения 14

1	2	3	4	5	6	7	8
<b>К-701 (ЯМЗ-240)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2100	2000	1940	1900	1760	1600	1420
Ne, кВт	0	117,48	187,97	220	213,55	197,04	165,51
Mg, Н·м	0	560,55	924,63	1105	1157,9	1175,2	1112,3
Q, кг/ч	18,19	36,38	45,73	48,4	47,92	44,59	38,84
ge, г/кВт·ч	∞	309,65	243,3	220	224,4	226,3	234,65
<b>МТЗ-82.1 (Д-243)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2400	2350	2300	2200	1900	1700	1420
Ne, кВт	0	16,1	32,23	60	55	50,5	43,1
Mg, Н·м	0	65,4	133,7	260,26	276,2	283,5	290
Q, кг/ч	3,6	7,25	10	13,2	12,2	11,35	10
ge, г/кВт·ч	∞	478,1	328,55	220	231,4	236,6	240,2
<b>Беларусь-952 (Д-245.5)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2000	1940	1900	1800	1600	1400	1260
Ne, кВт	0	20	33,47	65	59,5	53,1	48,6
Mg, Н·м	0	98,8	168,12	344,6	355	362,1	368
Q, кг/ч	5,78	11,55	12,8	14,1	13,3	12	11,38
ge, г/кВт·ч	∞	575,25	382,4	217	223,85	226,1	234,25
<b>Беларусь-1025 (Д-245)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2000	1940	1900	1800	1600	1400	1260
Ne, кВт	0	23,99	39,98	77	70,59	63	57
Mg, Н·м	0	117,99	200,8	408,2	421	429,4	431
Q, кг/ч	5,3	10,6	13,57	16,94	15,77	14,23	13,14
ge, г/кВт·ч	∞	443,5	339,45	220	223,45	225,95	230,65
<b>Беларусь-1221 (Д-260.2 Турбо)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2300	2250	2200	2100	1900	1600	1340
Ne, кВт	0	25	50	96	94,5	82,5	70,2
Mg, Н·м	0	106	216,9	436,2	474,7	491,9	500
Q, кг/ч	5,625	11,25	15,8	21,9	21,65	19,23	16,85
ge, г/кВт·ч	∞	450	316,3	228	229,15	233,2	240
<b>Беларусь-1523 (Д-260.1 Турбо)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2300	2250	2200	2100	1900	1600	1340
Ne, кВт	0	29,4	58,81	114	109,69	98,1	84,2
Mg, Н·м	0	124,7	255,1	518	550,9	585	600
Q, кг/ч	6,62	13,23	18,6	25,99	25,13	22,87	20,46
ge, г/кВт·ч	∞	450	316,3	228	229,15	233,2	243,05
<b>ЛТЗ-155 (Д-424-47)</b>							
n, мин <sup>-1</sup>	2060	2000	1900	1850	1700	1500	1320
Ne, кВт	0	26,4	70,4	88	82,944	75,384	68
Mg, Н·м	0	125,97	353,59	453,9	465,6	479,59	491,6
Q, кг/ч	5,3	10,6	16,79	19,36	18,54	17,05	15,79
ge, г/кВт·ч	∞	403,2	238,45	220	223,55	226,15	232,25

1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Т-151К (СМД-61)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	2300	2250	2200	2100	1900	1600	1340
Ne, кВт	0	35,07	70	128,7	120	102,11	86
Mg, Н·м	0	148,7	303,6	584,8	602,7	609	613
Q, кг/ч	7,89	15,78	22,31	30,5	28,62	24,58	21,5
ge, г/кВт·ч	∞	450	318,75	237	238,5	240,7	250
<b>ХТЗ-17421 (СМД-31Т)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	2300	2250	2200	2100	1900	1600	1340
Ne, кВт	0	39,3	78,59	147	136,07	116,97	98,3
Mg, Н·м	0	166,68	340,9	668	683,4	697,65	700
Q, кг/ч	8,84	17,69	24,6	35,4	32,57	28,38	25,13
ge, г/кВт·ч	∞	450	313,25	241	239,35	242,6	255,6
<b>ХТЗ-150-05-09 (ЯМЗ-236Д)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	2300	2250	2200	2100	1900	1600	1340
Ne, кВт	0	35,07	70	128,7	126,1	117,5	100,5
Mg, Н·м	0	148,74	303,64	584,8	633,35	700,8	716
Q, кг/ч	7,89	15,78	21,93	28,3	28,16	26,47	23,6
ge, г/кВт·ч	∞	450	313,25	220	223,3	225,3	235,05
<b>ВТ-100Д (Д-442-24)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	1950	1900	1860	1750	1600	1400	1220
Ne, кВт	0	26,4	44	88	84	77	70
Mg, Н·м	0	132,6	225,7	479,9	501,1	525,5	547,5
Q, кг/ч	5,3	10,6	13,5	19,4	18,8	17,4	16,3
ge, г/кВт·ч	∞	403,2	306,25	220	223,55	226,15	232,25
<b>ВТ-150 (Д-442-24В1)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	2100	2060	2000	1900	1700	1500	1300
Ne, кВт	0	22,53	56,32	110	103,87	96,12	96,7
Mg, Н·м	0	104,4	268,7	552,5	583	611,5	635,7
Q, кг/ч	5,86	11,7	19,12	24,2	23,2	21,7	19,97
ge, г/кВт·ч	∞	520,3	339,45	220	223,45	225,95	230,65
<b>Т-4А.01 (А-01МСИ)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	1900	1860	1800	1700	1500	1300	1100
Ne, кВт	0	20	50,94	95,6	94,192	84,928	74,1
Mg, Н·м	0	102,61	270	536,7	599,22	623,4	642,8
Q, кг/ч	5,99	11,98	16,74	21	21,8	20,09	17,8
ge, г/кВт·ч	∞	598,9	328,55	220	231,4	236,6	240,2
<b>ДТ-75М (А-41)</b>							
п, мин <sup>-1</sup>	1870	1830	1785	1755	1600	1450	1330
Ne, кВт	31,17	22,08	48,21	66,24	65,43	62,78	58,88
Mg, Н·м	0	115,2	264,9	361,0	390,44	413,9	422,8
Q, кг/ч	4,8	8,8	14,1	16,5	15,3	14,3	13,4
ge, г/кВт·ч	∞	399	292	249	234	228	228

Приложение 15

Значение коэффициента  $\Delta C$ , характеризующего темп прироста сопротивления при повышении скорости движения на 1 км/ч

Работы	Машина-орудие	Прирост тягового сопротивления, %	
		при скорости от 5 до 9 км/ч	при скорости от 9 до 15 км/ч
1	2	3	4
Вспашка	Плуги: - серийные - скоростные	4...5	5...8
		2...4	4...5
Лущение, дискование	Дисковые лущильники, дисковые бороны	2...3	3...4
Сплошная культивация	Культиваторы: - серийные - скоростные	4...5	5...8
		2...4	4...6
Боронование	Бороны: - зубовые - скоростные	4...5	5...8
		2...4	3...4
Посев	Сеялки -серийные -скоростные	1,5...3	3...4
		1...2	2...3
Уборка силосных культур	Силосные комбайны	1...2	2...4
Уборка кукурузы на зерно	Кукурузо-уборочные комбайны	1,5...3	3...6
Кошение кловых	Жатки - рядковые - скоростные	1,5...3	3...5
		0,8...1,4	1,4...2

Приложение 16

Кинематические характеристики тракторов и сельскохозяйственных машин

Наименование машин	Марка	Кинематическая длина, м	Марка	Кинематическая длина, м
1	2	3	4	5
Тракторы	К-701	3,20	К-744 Р	3,5
	К-744 Р1, Р2, Р3	3,7	МТЗ-592	1,95
	МТЗ-552	1,95	МТЗ-952	1,95
	МТЗ-900	1,95	МТЗ-1221	2,57
	МТЗ-1025	2,1	МТЗ-1523	2,35
	Т-25А	0,85	ЛТЗ-55	1,2
Т-45А	1,1	Т-151К	2,8	

## Окончание приложения 16

1	2	3	4	5
	ЛТЗ-155	2,6	ХТЗ-17421	3,0
	ХТЗ-150К	2,8	ХТЗ-150-05	2,5
	ХТЗ-150-03	2,5	ВТ-100Д	2,6
	ДТ-75Н	2,2	Т-70СМ	1,7
	ВТ-150	2,7	Т-4А-01	2,3
Плуги	ПТК-9-35	3,600	ПЛП-6-35	2,570
	ПЛН-5-35	2,050	ПЛ-5-35	2,500
	ПЛН-4-35	1,780	ПН-4-40	1,980
	ПЛН-3-35	1,420		
Глубоко-рыхлители	КПГ-250	1,76	КПГ-2-150	1,73
	КПГ-2.2	4,35		
Лушительники дисковые	ЛДГ-20	21,67	ЛДГ-15	10,42
	ЛДГ-10	7,40	ЛДГ-5	4,30
Лушительники лемешные	ППЛ-10-25	6,40	ППЛ-5-25	2,88
Бороны	БДН-3.0	1,90	БДН-10	11,8
	БДТ-7.0	4,38		
	БЗТС-1.0	1,35	БЗСС-1.0	1,35
	БИГ-3А	3,50		
Катки	ЗККШ-6А	7,80	СКГ-2.0	3,30
Культиваторы	КПС-4	2,67	КПЭ-3.8А	3,92
	КПШ-9	7,30	КПШ-5	1,93
	КПУ-400	1,55		
	КРН-5.6	2,10	КРН-4.2	1,67
	КПГ-2.2	4,35	КПГ-250	1,76
	КПГ-2-150	1,73		
Сцепки	СП-16	5,0	СП-11У	4,5
	СП-11	7,54	СГ-21	5,6
	СН-75	3,3		

## Приложение 17

## Радиусы поворотов тракторов

Марка трактора	Радиус поворота, м	Марка трактора	Радиус поворота, м
1	2	3	4
К-701	7,2	Т-402.01	1,7
К-744 Р	7,2	ДТ-75Н	2,5
К-744 Р1	7,9	Т-30-69	3,7
К-744 Р2	7,9	Т-45А	4,5
К-744 Р3	7,8	ЛТЗ-55	2,8
МТЗ-552	4,1	ЛТЗ-155	4,5
МТЗ-592	4,1	Т-151К	6,5

## Окончание приложения 17

1	2	3	4
МТЗ-900	4,1	ХТЗ-150К	6,5
МТЗ-952	4,1	ХТЗ-17421	6,6
МТЗ-1025	4,1	ХТЗ-150-03	2,35
МТЗ-1221	5,3	ХТЗ-150-05	2,35
МТЗ-1523	5,5	ВТ-100Д	3,2
МТЗ-82.1	4,2	ВТ-150	3,2
Т-4А-01	1,7	Т-70СМ	2,5

## Приложение 18

Примерные затраты времени  
на проведение ежесменных технических обслуживаний

Наименование машины	Марка машины	Время, ч
1	2	3
Тракторы	К-701	0,88
	К-744 Р	0,91
	К-744 Р2	0,91
	К-744 Р3	0,93
	МТЗ-552	0,76
	МТЗ-592	0,76
	МТЗ-900	0,78
	МТЗ-952	0,78
	МТЗ-1025	0,82
	МТЗ-1221	0,83
	МТЗ-1523	0,87
	МТЗ-82.1	0,57
	Т-25А	0,38
	Т-30-69	0,42
	Т-45А	0,47
	ЛТЗ-55	0,65
	ЛТЗ-155	0,78
	Т-151К	0,93
	ХТЗ-150К	0,93
	ХТЗ-17421	0,9
	ХТЗ-150-03	0,69
	ХТЗ-150-05	0,69
	ДТ-75Н	0,67
ВТ-100Д	0,72	
ВТ-150	0,75	
Т-4А-01	0,76	
Т-402.01	0,76	
Т-70СМ	0,22	

Продолжение приложения 18

1	2	3
Плуги	ПН-3-40, ПНЯ-2-50	0,12
	ПН-4-35	0,12
	ПЛН-5-35	0,12
	ППН-50, ПВН-3-35, ПТК-9-35	0,12
Глубокорыхлитель навесной	РН-80Б	0,20
Луцильник дисковый	ЛДГ-10, ЛДГ-15	0,20
Луцильник лемешный	ППЛ-5-25	0,10
Борона	БДН-3	0,10
	БДТ-3	0,10
	БДСТ-2,5	0,10
	БИГ-3	0,10
Каток кольчато-шпоровый	ЗККШ-6, ЗКК-6	0,10
Культиватор	КПС-4, 4КУ-4	0,25
	КРН-4,2, КФ-5,4	0,50
	КРН-28А, КРН-,8МО	0,10
	КРН-5,6	0,36
	КРШ-8,1	-
	КРХ-5,4	0,22
Плоскорез-глу бокорыхлитель	КПГ-250	0,10
Сеялка зерновая	СЗ-3,6, СЗУ-3,6	0,15
	СЗА-3,6, СЗТ-3,6, СЗС-2,1	0,15
	СЗП-24	0,40
Сеялка свекловичная	ССТ-12А	0,25
	ССТ-18А	0,25
Сеялка кукурузная	СКНК-8	0,40
	СБК-4	0,25
	СКТН-6А	0,25
Сеялка универсальная	СПЧ-6М	0,25
Картофелесажалка	СКС-4, СН-4Б	-
Опрыскиватель	СН-400	0,30
	ОП-1600, ОВТ-1	0,30
	ПОЧ, ОЗГ-120	0,30
	ОВХ-14	0,30
Косилка тракторная	-	0,10
Косилка-измельчитель	КИР-1,5	0,20
Жатка	ЖВН-6, ЖНС-6-12	0,20
Жатка рядковая	-	0,50
Грабли тракторные	-	0,13
Волокуша	-	0,06
Пресс-подборщик	ППВ-1,6, ПСБ-1,6	0,65



## Окончание приложения 18

1	2	3
Подборщик-копнитель	ПКС-2М	0,32
Картофелекопатель	КТН-2Б	0,30
	Z-609/02	0,20
Машина для внесения органических удобрений	РОУ-5	0,55
	ПРТ-10	0,30
	ПРТ-16	0,38
Машина для внесения жидких органических удобрений	РЖТ-4	0,23
	РЖТ-8	0,30
	РЖТ-16	0,30
Картофелекопатель	УКВ-2	0,40
	КСТ-1,4	0,30

## Приложение 19

Примерная продолжительность остановки  
для технологического обслуживания

Наименование операции	Продолжительность остановки, ч
Вспашка	0,01-0,2
Боронование	0,04-0,3
Сплошная культивация	0,03-0,4
Междурядная обработка	0,03-0,5
Лушение	0,02-0,03
Кошение зерновых в валки	0,04-0,15
Подбор и обмолот, прямое комбайнирование	0,08-0,11
Уборка силосных культур	0,02-0,25

## Приложение 20

Нормы отчислений на ремонт, техническое обслуживание и амортизацию  
сельскохозяйственной техники

Машина	Нормы к балансовой стоимости, %	
	на ремонт и техническое обслуживание	на амортизацию
К-744 Р, Р1, Р2, Р3, К-701, К-700	9,3	10,0
ХТЗ-150-05-09, ЛТЗ-155	11,5	12,5
ХТЗ-17421, Т-151К	11,5	10,0
Т-4А.01	11,5	12,5
ВТ-100, ВТ-150	9,9	12,5
МТЗ-82.1, МТЗ-900, МТЗ-1221, МТЗ-1523	9,9	9,1

Кинематические характеристики посевных машин  
и разбрасывателей удобрений

Наименование машин	Марка	Кинематическая длина, м	Вместимость бункера, дм <sup>3</sup>
Сеялки	СЗ-3.6	3,50	690
	СЗП-3.6	3,98	690
	СЗТ-3.6	3,70	690
	СЗП-12	9,50	2223
	СЗП-8	7,40	1482
	СЗС-2.1	3,90	540
	СЗС-6	4,50	825
	СПЧ-6	5,20	240
	СУПН-8	5,70	260
	СКП-6	4,50	192
Разбрасыватели мине- ральных удобрений	РТТ-4,2	3,90	-
	1-РМГ-4	5,25	-
	РУМ-8	5,99	-
	РМС-6	5,40	-
	РУМ-5	5,50	-
Разбрасыватели органических удобрений	ПРТ-16	5,95	-

## Нормативная годовая загрузка машин

Машина		Годовая загрузка, ч
Тракторы		1205
Плуги		230
Культиваторы паровые		320
Лушпильники		696
Катки		300
Бороны	зубовые	76
	дисковые	365
Комбинированные агрегаты		160
Культиваторы	глубокорыхлители	233
	плоскорезы	517
	противоэрозийные	427
Снегопахи		970
Сцепки		305
Машины:	для внесения минеральных удобрений	695
	для внесения органических удобрений	185
	для химической защиты	360
Сеялки: зерновые, зернотуковые и зернотравяные		154
Жатки зерновые		192
Культиваторы-растениепитатели		293
Косилки тракторные		193
Грабли тракторные		375
Пресс-подборщики		125
Волокуши	тросовые	880
	толкающие	520

Операционно-технологическая карта

Значение параметров		Схемы			
<b>1. Условия работы</b>		<div style="border: 1px dashed black; padding: 10px; margin-bottom: 10px;"> <p>Схема агрегата с указанием основных кинематических характеристик агрегата (центр агрегата, кинематическая длина трактора, машины, сцепки, агрегата, ширина захвата агрегата)</p> </div> <div style="border: 1px dashed black; padding: 10px;"> <p>Схема способа движения. (На схеме обозначить: ширину поворотной полосы, длину въезда агрегата, рабочую длину загона, ширину загона)</p> </div>			
Площадь поля - га					
Длина, ширина поля - м					
Удельное сопротивление - Н/м					
Уклон - %					
<b>2. Агротехнические требования</b>					
Глубина обработки, подрезание сорняков, заделка растительных остатков, норма высева, норма внесения удобрений и т.д.					
<b>3. Состав и подготовка агрегатов</b>					
Марка энергомашины -					
Марка СХМ -					
Количество СХМ -					
Марка сцепки -					
Длина въезда агрегата - м					
Минимальный радиус поворота - м					
<b>4. Поле и подготовка поля к работе</b>					
Способ движения -					
Способ поворота -					
Ширина поворотной полосы - м					
Коэффициент рабочих ходов -					
Подготовка поля к работе					
<b>5. Режим работы агрегата</b>					
Скорость движения - км/ч					
Передачи -					
Среднее время одного цикла - ч					
Производительность:					
- за цикл - га/цикл					
- за час - га/ч					
- за смену - га/см					
Погектарный расход топлива - кг/га					
Прямые эксплуатационные затраты - руб/га					
<b>6. Контроль качества работы</b>	Показатели	Нормативы	Баллы	Способ замера, инструмент	<div style="border: 1px dashed black; padding: 10px; text-align: center;"> <p>Схема взятия проб</p> </div>
	Оценка в баллах: 8..9 - отлично				
	6..7 - хорошо				
4..5 - удовлетворительно					
менее 4 - неудовлетворительно					

## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Гордеев, А. С. Энергосбережение в сельском хозяйстве : Учебное пособие / А. С. Гордеев, Д. Д. Огородников, И. В. Юдаев. – СПб : Изд. «Лань», 2014. – 400 с. – Режим доступа: [http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=42194](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=42194).
2. Зангиев, А. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / А. А. Зангиев, А. В. Шпилько, А. Г. Левшин. – М. : КолосС, 2008. – 320 с.
3. Карабаницкий, А. П. Теоретические основы производственной эксплуатации МТП / А. П. Карабаницкий, Е. А. Кочкин. – М. : КолосС, 2009. – 95 с.
4. Курочкин, И. М. Производственно-техническая эксплуатация МТП : учебное пособие / И. М. Курочкин, Д. В. Доровских. – Тамбов : ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 200 с. Режим доступа: <http://window.edu.ru/resource/156/80156/files/kurochkin.pdf>.
5. Методические рекомендации по оформлению курсовых работ и дипломных проектов для агроинженерных специальностей / сост. С. С. Петрова, Г. С. Бухвалов, С. В. Машков, А. П. Быченин, С. В. Денисов – Самара : РИЦ СГСХА, 2010. – 38 с.
6. Плаксин, А. М. Энергетика мобильных агрегатов в растениеводстве : учебное пособие / А. М. Плаксин – Челябинск: ЧГАУ, 2005. – 204 с.
7. Сборник нормативных материалов на работы, выполняемые машинно-технологическими станциями (МТС). – М. : ФГНУ «Росинформагротех», 2001. – 190 с.
8. СМК 04-30-2013 Положение о курсовом проектировании. – Режим доступа: [http://old.ssa.ru/\\_np\\_doc/582rf/polog/СМК\\_04-30-2013.pdf](http://old.ssa.ru/_np_doc/582rf/polog/СМК_04-30-2013.pdf)

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
1 Содержание, порядок составления и оформление курсовой работы .....	5
2 Анализ тяговых свойств трактора при выполнении технологической операции .....	7
3 Комплектование машинно-тракторного агрегата.....	11
4 Анализ и расчет режимов работы двигателя трактора....	15
5 Разработка операционно-технологической карты.....	20
6 Подготовка к защите курсовой работы и критерии выставления оценки.....	27
Приложения .....	29
Рекомендуемая литература .....	53

Учебное издание

**Гниломёдов Владимир Григорьевич,  
Сазонов Дмитрий Сергеевич,  
Ерзамаев Максим Павлович,  
Ишкин Павел Александрович**

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ  
МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В АПК**

**Методические указания  
для выполнения курсовой работы**

Отпечатано с готового оригинал-макета  
Подписано в печать 1.03.2017. Формат 60×84 1/16  
Усл. печ. л. 3,2, печ. л. 3,44.  
Тираж 50. Заказ № 52.

Редакционно-издательский отдел ФГБОУ ВО Самарской ГСХА  
446442, Самарская область, п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2  
Тел.: 8 939 754 04 86 доб. 608  
E-mail: [ssaariz@mail.ru](mailto:ssaariz@mail.ru)