

НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Якубович А.И., Тарасенко В.Е. (БГАТУ)

Рассмотрены факторы, вызывающие перегрев тракторного дизеля. Проанализирован процесс теплообмена в системе охлаждения при нестационарном температурном режиме. Предложено перегрев дизеля оценивать коэффициентом перегрева. Представлено уравнение, позволяющее определять температуру окружающей среды, при которой обеспечивается стационарный температурный режим дизеля. Предложен ряд конструктивных решений, способствующих повышению эффективности системы охлаждения.

Введение

Температурный режим дизеля определяется внутренними и внешними факторами. При соблюдении правил его эксплуатации внутренние или относящиеся к рабочему процессу факторы, как правило, не вызывают повышение тепловой напряженности и перегрева. Внешние факторы в большей степени оказывают влияние на тепловую напряженность, порой способную привести к перегреву дизеля. К числу внешних факторов, оказывающих влияние на температурный режим дизеля, следует отнести:

- повышенная температура окружающей среды;
- условия с пониженным давлением воздуха в окружающей среде;
- отложения накипи на внутренних поверхностях рубашки охлаждения и радиатора;
- засорение или замасливание наружных поверхностей сердцевины радиатора;
- использование топлива, не соответствующего рекомендуемому по химическим и моторным свойствам.

Приведенные факторы способны нарушить температурный режим дизеля и привести к перегреву. Перегрев двигателя характеризуется увеличением количества теплоты, аккумулированной в блоке и других деталях, под воздействием внешних факторов и от нарушения рабочего процесса. При перегреве от повышения температуры окружающей среды увеличивается количество теплоты в массе дизеля, что приводит к увеличению рабочей температуры, уменьшается перепад средних температур между охлаждающей жидкостью и воздухом, просасываемом через радиатор, интенсивность теплового потока от поверхностей радиатора уменьшается. При повышении температуры уменьшаются теплоемкости теплоносителей, что также снижает величины принимаемых и передаваемых тепловых потоков. Тепловая эффективность или способность системы охлаждения отводить от двигателя заданное расчетное количество теплоты снижается.

Теплообмен в системе охлаждения при нестационарном температурном режиме

В процессе теплообмена между внутренней и наружной стенками цилиндров основным фактором переноса теплоты является теплопроводность стенок цилиндров. Теплота от поверхностей стенок цилиндров и рубашки охлаждения передается потоку циркулирующей жидкости. Теплообмен между поверхностью рубашки охлаждения и потоком жидкости описывается уравнениями конвективного теплообмена.

Количество теплоты, поступающее в охлаждающую жидкость системы охлаждения, учитывается составляющей теплового баланса $Q_{Г}$ и определяется по формуле:

$$Q_{Г} = V c_{pГ} \rho_{Г} (T_{Г2} - T_{Г1}),$$

где V – расход охлаждающей жидкости ($\text{м}^3/\text{ч}$);

$c_{pГ}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости ($\text{кДж}/\text{кг град}$);

$\rho_{Г}$ – плотность охлаждающей жидкости ($\text{кг}/\text{м}^3$);

$t_{1,2}, t_{1,1}$ - температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля и при входе, °С.

Передачу теплоты составляющей теплового баланса дизеля Q_m можно разделить на несколько стадий. На первой стадии происходит накопление теплоты в массе дизеля, которая характеризует прогрев его от температуры окружающей среды T_{OKP} до рабочей температуры $T_{1,2}$. Под рабочей температурой понимается температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля и на входе в радиатор при установившемся температурном режиме. Эта температура является усредненной температурой всей массы дизеля. Количество теплоты, поступающее на прогрев дизеля, определяется по формуле:

$$Q_m = c_{pm} m (T_{1,2} - T_{OKP}), \quad (1)$$

где c_{pm} - средняя теплоемкость материала, окружающего цилиндры дизеля;

m - расчетная масса материала дизеля, в том числе и масса охлаждающей жидкости, циркулирующей в рубашке охлаждения.

Условимся, что дизель занимает объем V_d . Поскольку объемная плотность его не постоянна и в ней имеются полости, рубашка охлаждения введем коэффициент пористости μ . Тогда расчетная масса дизеля:

$$m = \mu \rho_m V_d,$$

где ρ_m - средняя плотность материала дизеля. Коэффициент пористости для всей массы дизеля примем $\mu = 0,6$.

Процессы теплопроводности при прогреве сопровождаются изменением температуры во времени [1; 3]. Мгновенные значения температуры во всех точках массы дизеля в данный момент времени:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2)$$

где t - температура;

x, y, z - пространственные координаты;

τ - время.

Температурное поле при прогреве, описываемое уравнением (2) называется нестационарным.

Скорость изменения температуры массы дизеля характеризуется градиентом температуры равным $\Delta T_m = T_{1,2} - T_{OKP}$. Тепловой поток определяется количеством теплоты, поступающей в массу дизеля в единицу времени, рассчитывается по формуле (1). Объемная плотность теплового потока массы дизеля при прогреве:

$$q_m = \frac{Q_m}{V_d} = c_{pm} \rho_m \mu (T_{1,2} - T_{OKP}). \quad (3)$$

Уравнение (3) является математическим выражением закона теплопроводности - закона Фурье. Множитель пропорциональности ($\lambda_m = c_{pm} \rho_m \mu$) является физическим параметром материала массы дизеля и характеризует теплопроводность материала ($\lambda_m = q_m / \Delta T_m$).

Тепловая энергия массы дизеля перед запуском определяется температурой окружающей среды и чем ниже температура окружающей среды, тем больше теплоты расходуется на прогрев до рабочей температуры. Теплота, поступающая в массу дизеля при прогреве, не сохраняется без изменения, часть теплоты прогрева путем конвекции передается от поверхностей дизеля окружающей среде под капотом.

Вторая стадия соответствует режиму стационарной теплопроводности [2], при которой температурное поле всей массы дизеля не изменяется со временем и описывается в общем виде уравнением:

$$t = f(x, y, z).$$

Охлаждающая жидкость, циркулирующая в рубашке охлаждения, омывает наружные поверхности гильз цилиндров. Между нагретыми стенками гильз цилиндров и охлаждающей жидкостью на входе в дизель существует температурный перепад, равный разности температур $(T_{CT} - T_{V1})$. Количество теплоты, которое передается от нагретых стенок гильз цилиндров потоку охлаждающей жидкости и массе дизеля путем конвективного теплообмена определяется по формуле:

$$Q_{Oxл} = \alpha_{Oxл} F (T_{CT} - T_{V1}). \quad (4)$$

Плотность теплового потока от стенок гильз цилиндров определяется соотношением, аналогичным уравнению Ньютона – Рихмана:

$$q_F = \frac{Q_{Oxл}}{F} = \alpha_{Oxл} (T_{CT} - T_{V1}).$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Oxл}$ численно равен плотности теплового потока от теплоотдающей поверхности гильз цилиндров, отнесенный к температурному напору между поверхностью и жидкостным теплоносителем. При установившемся или стационарном температурном режиме суммарный тепловой баланс дизеля и системы охлаждения запишем в виде:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + Q_{Oxл} - Q_V.$$

где Q_V – количество теплоты, поступающее от гильз цилиндров, численно равно количеству теплоты, отводимой охлаждающей жидкостью ($Q_{Oxл} = Q_V$).

В действительности, а именно, в пределах количества теплоты равному остаточному члену теплового баланса, составляющему 4...6%, отводится стенками картера дизеля в окружающую среду под капотом дизеля. Это количество теплоты массы дизеля восстанавливается теплотой, поступающей от поверхностей гильз цилиндров $Q_{Oxл}$. Следовательно, охлаждение дизеля осуществляется охлаждающей жидкостью и потоком воздуха, циркулирующим вокруг поверхностей дизеля под капотом. Температурный режим дизеля во времени сохраняется постоянным. Количество теплоты, отводимое охлаждающей жидкостью, определяется по формуле (4).

Суммарный тепловой баланс дизеля и системы охлаждения при перегреве запишем в виде:

$$Q_{\Sigma} = (Q_m + \Delta Q_m) + Q_{Oxл} - (Q_V - \Delta Q_V).$$

При повышении температуры окружающей среды теплосодержание в массе дизеля увеличивается, вследствие уменьшения градиента температур по охлаждающей жидкости она отводит меньше теплоты, что приводит к увеличению рабочей температуры T_{V2} и перегреву.

При нарушении рабочего процесса дизеля и увеличении количества топлива, поступающего в цилиндры дизеля, составляющая теплоты от стенок гильз цилиндров увеличивается, в этом случае суммарный тепловой баланс:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + (Q_{Oxл} + \Delta Q_{Oxл}) - Q_V.$$

Количество теплоты, отводимое охлаждающей жидкостью, меньше количества теплоты, поступающей от гильз цилиндров ($Q_{Oxл} > Q_V$), и оставшаяся не отведенная теплота накапливается в массе дизеля, повышая его температурный режим.

В случае образования накипи на внутренних полостях охлаждающих трубок радиатора или засорения (замазывания) наружных поверхностей сердцевин радиатора уменьшается количество теплоты, передаваемой потоку воздуха от охлаждающей жидкости, в этом случае:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + Q_{Oxл} - (Q_V - \Delta Q_V).$$

В каждом из этих случаев теплопередачи температурный режим дизеля не

стабилизирован и изменяется со временем, что приводит к увеличению рабочей температуры до предельного критического значения.

В каждом из приведенных случаев перегрев дизеля наступает при превышении теплоты в массе дизеля выше заданного или значения, соответствующего теплосодержанию его при стабилизированном температурном режиме. Перегрев дизеля оценим коэффициентом перегрева, равным отношению:

$$\xi_Q = \frac{Q_m + Q_{\text{охл.п}} - Q_V}{Q_m}. \quad (5)$$

При стационарном установившемся температурном режиме, поскольку $Q_{\text{охл}} = Q_V$ коэффициент перегрева $\xi_Q = 1$. При нестационарном температурном режиме ($Q_{\text{охл}} > Q_V$), не отведенная теплота увеличивает теплосодержание дизеля ($Q_{\text{охл}} - Q_V = \Delta Q_m$) и коэффициент перегрева равен:

$$\xi_Q = \frac{Q_m + \Delta Q_m}{Q_m} = 1 + \frac{\Delta Q_m}{Q_m}. \quad (6)$$

При решении уравнений (5) и (6) запишем:

$$\xi_Q = 1 + \frac{\alpha_{\text{охл}} F}{c_{pm} \rho_m \mu V_D} \cdot \frac{T_{\text{ст.п}} - T_{\text{ст}}}{T_{V2} - T_{\text{окр}}}.$$

Отношение $\frac{\alpha_{\text{охл}}}{c_{pm} \rho_m \mu}$ назовем коэффициентом температуропроводности τ_m . Коэффициент перегрева запишем в виде:

$$\xi_Q = 1 + \tau_m \frac{F}{V_D} \frac{\Delta T_{\text{ст.п}}}{T_{V2} - T_{\text{окр}}}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что перегрев дизеля прямо пропорционально зависит от теплопередающей поверхности гильз цилиндров, значения увеличения температуры этой поверхности при перегреве и обратно пропорционален массе дизеля, градиенту температур между охлаждающей жидкостью и температурой окружающей среды.

Решая уравнение (7), получим температуру перегрева дизеля при нестационарном температурном режиме:

$$T_{V2.п} = T_{V2} + (\xi_Q - 1)(T_{\text{ст}} - T_{V1}).$$

При стационарном температурном режиме $q_m m = q_{\text{ст}} F$, следовательно, $q_{\text{ст}} = \frac{m}{F} q_m$.

Плотность теплового потока от площади поверхности гильз цилиндров:

$$\alpha_{\text{охл}} (T_{\text{ст}} - T_{V1}) = c_{pm} \rho_m \mu \frac{V_D}{F} (T_{\text{ст}} - T_{\text{окр}}). \quad (8)$$

Решив уравнение (8) относительно $T_{\text{окр}}$, определим температуру окружающей среды, при которой обеспечивается установившийся температурный режим дизеля:

$$T_{\text{окр}} = T_{\text{ст}} - \tau_m \frac{F}{V_D} (T_{\text{ст}} - T_{V1}).$$

При установившемся температурном режиме ($T_{\text{ст}} = T_{V2}$), тогда температура окружающей среды

$$T_{\text{окр}} = T_{V2} - \tau_m \frac{F}{V_D} \Delta T_V$$

и температурного режима дизеля

$$T_{Г.2} = T_{окр} + \tau_m \frac{F}{V_{Г.1}} \Delta T_{Г.1}$$

Температурный режим при перегреве может быть стабилизирован при отводе теплоты от блока и других деталей двигателя. Раздельное охлаждение цилиндров и блок-картера будут способствовать снижению вероятности перегрева двигателя.

Заключение

Систему охлаждения двигателя следует рассматривать состоящей из совокупности технических средств отвода теплоты от цилиндров и от наружных поверхностей двигателя. Рациональное распределение потоков воздуха от радиатора в подкапотном пространстве моторного отделения повысит эффективность системы охлаждения, уменьшит влияние внешних факторов на температурный режим двигателя. В частности, наиболее приемлемым конструктивным решением по системе охлаждения следует считать установку в воздушном тракте перед блок-картером двигателя направляющего кожуха эллиптической формы, который будет способствовать дополнительному охлаждению блок-картера двигателя. В качестве устройства защиты от перегрева может быть использовано устройство распыла жидкости на поверхность сердцевины радиатора охлаждения, что вызывает резкое увеличение теплоотдачи и позволяет преодолеть кратковременный перегрев двигателя.

Литература

1. Теплотехника: учеб. для вузов / А.М. Архаров [и др.]; под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.
2. Фокин, В.М. Основы технической теплофизики: монография / В.М. Фокин, Г.П. Бойков, Ю.В. Видин. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 172 с.
3. Лариков, Н.Н. Теплотехника: учеб. для вузов / Н.Н. Лариков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.

УДК 631.372:629.114.2

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА

Кондрашкин В.Ю., Джумангалиев Т.А. (ФГОУ ВПО СГАУ, Саратов)

В статье рассмотрены вопросы увеличения тягово-сцепных свойств тракторов: приводится анализ основных способов увеличения тягово сцепных свойств, выявлены недостатки работы гидроувеличителей сцепного веса. Дана принципиальная схема системы автоматического регулирования сцепного веса.

Одной из тенденций тракторостроения является увеличение мощности двигателя при снижении удельной металлоемкости, и ее реализация через повышение тягово-сцепных свойств.

Анализ способов повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов показывает, что наиболее эффективным является применение гидравлических догрузателей, т.к. изменение тягово-сцепных свойств происходит плавно в широком диапазоне перераспределения нормальных реакций по ведущим осям за счет создания избыточного давления в полости подъема гидроцилиндра, недостаточного для выглубления навесных орудий.

При создании избыточного давления в полости подъема гидроцилиндра часть веса орудия и вертикальных реакций почвы переносится на ведущие колоса трактора, что приводит не только к перераспределению нормальных реакций, но и увеличению сцепного веса трактора. Увеличение сцепного веса приводит к снижению буксования, повышению