

скармливанию фуражного зерна сопоставим с зерном стандартной влажности и менее энергозатратен, чем доведение сырого зерна до стандартной влажности искусственной сушкой.

### Библиографический список

1. Для заготовки влажного плющеного зерна злаковых и зернобобовых культур, кукурузы и корнажа [Электронный ресурс]: [http://lallemand.su/index.php?Itemid=25&id=16&option=com\\_content&task=view](http://lallemand.su/index.php?Itemid=25&id=16&option=com_content&task=view) (дата обращения: 06.01.2014)

2. Нефёдов, Г. Г. Плющенное зерно – дешево и качественно [Электронный ресурс]: <http://www.dairynews.ru/dairyfarm/plyushchenoe-zerno-dyeshevo-i-kachestvenno.html> (дата обращения: 05.01.2014)

3. Приготовление силоса и сенажа с применением отечественных биологических препаратов [Текст]. - М.: ФГБНУ ВНИИ кормов им. В.Р. Вильямса, 2016. - 212 с.

УДК 62-714.73

## ОЦЕНКА ТЕПЛОРАССЕИВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РАДИАТОРОВ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

*Парлюк Екатерина Петровна, к.э.н., доцент кафедры тракторов и автомобилей, ФБГОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева, [kparlyuk@rgau-msha.ru](mailto:kparlyuk@rgau-msha.ru)*

*Куриленко Алексей Викторович, заведующий учебной лабораторией кафедры тракторов и автомобилей, ФБГОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева, [silensedoma@gmail.com](mailto:silensedoma@gmail.com)*

**Аннотация:** *Современные методы проектирования любой системы основаны на подробных знаниях о процессах, протекающих в рассматриваемых системах. Такими знаниями служат математическая модель и описание системы. Моделирование системы особенно важно – это быстрее и дешевле, чем проводить физический эксперимент. Полученные результаты в ходе математического моделирования могут быть использованы для оптимизации системы, определение режимов в эксплуатации, причин возможных отказов.*

**Ключевые слова:** *двигатель внутреннего сгорания, теплообменники, математические модели.*

Для эффективной работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) необходимо обеспечить стабильное поддержание его теплового состояния, что позволяет экономить топливо, предотвращает падение мощности и уменьшает изнашивание деталей цилиндропоршневой группы. Иначе говоря, стабилизация температуры ДВС улучшает эффективные показатели и повышает безотказность и долговечность двигателей. Стабилизация температуры ДВС реализуется системой охлаждения. Необходимым элементом системы охлаждения является вентилятор радиатора [1-4].

Для оценки теплорассеивающей способности радиаторов блочно-модульной системы охлаждения двигателя автотранспортной техники выбран показатель отношения

фактического и ожидаемого значений удельных тепловых эффективностей теплообменного оборудования автотракторной техники [5]:

$$\varepsilon_{\Sigma} = \frac{K_{\phi} \cdot F_{\phi}}{K_o \cdot F_o} \quad (1)$$

$K$  – коэффициент теплопередачи от охлаждающей жидкости к воздуху, приведенный к теплопередачи от охлаждающей жидкости к воздуху, приведенный к среднелогарифмическому температурному напору,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $F$  – поверхность теплообмена, обдуваемая воздухом (где индексы «ф» и «о» - соответствуют значениям фактических (полученных при обработке потока данных испытаний) и ожидаемых значений параметров),  $м^2$ .

Снижение эффективности работы охлаждающих устройств неизбежно приводит к риску перегреву теплоносителей дизеля. Риски наступления такого события тем выше, чем выше температура атмосферного воздуха, выше нагрузка двигателя и ниже значение  $\varepsilon$ .

Экономические потеря от такого события велики и их следует заблаговременно предотвращать. Кроме того, снижение теплорассеивающей способности охлаждающих устройств постоянно приводит к повышенному расходу мощности дизель-генераторной установки на привод вентиляторных установок охлаждающих устройств и, как следствие, к перерасходу топлива [6-7].

Получены формулы оценки конкретного фактора, влияющего на снижение теплорассеивающей способности теплообменника блочно-модульной системы охлаждения двигателя автотракторной техники:

$$\varepsilon_{\Sigma} = \prod_{i=1}^{n_{\phi}} \varepsilon_{ind_i} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_{7317} \cdot \varepsilon_{заг} \cdot \varepsilon_{рем} \cdot \varepsilon_{пл} \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_ж \cdot \varepsilon_{щ} \cdot \varepsilon_{МКП} \cdot \varepsilon_н \cdot \varepsilon_{ву} \quad (2)$$

Где  $n_{\phi}$  – количество факторов снижения теплорассеивающей способности охлаждающих устройств, ед.;

$i$  – порядковые номера каждого фактора;

$ind_i$  – индекс обозначения  $i$ -го фактора;

$\varepsilon_{ind_i}$  – значение снижения относительной теплорассеивающей способности охлаждающих устройств по причине воздействия  $ind_i$ .

Из данной зависимости выделены следующие значимые факторы:

$\varepsilon_1$  – загрязнение внутренних поверхностей трубок радиатора;

$\varepsilon_2$  – загрязнение наружных поверхностей охлаждающих пластин и трубок радиатора;

$\varepsilon_{7317}$  – замена расчетного типа секций радиатора №1 на секции радиатора №7317 с уменьшенной теплорассеивающей способностью;

$\varepsilon_{заг}$  – исключение части секции из контура охлаждения (заглушены) в следствие их разгерметизации или иной причины;

$\varepsilon_{рем}$  – применение секций расчетного типа, но прошедших ремонт с отъемом коллекторов;

$\varepsilon_{пл}$  – замятие охлаждающих пластин у отдельных секций радиаторов;

$\varepsilon_3$  – отсутствие заделок, предназначенных для исключения перетока воздуха мимо радиаторов, при установке блока радиатора в моторный отсек;

$\varepsilon_ж$  – дефекты в работе привода жалюзи, не обеспечивающего их полное открытие;

$\varepsilon_{МКП}$  – наличие нештатного межконтурного перепуска (далее МКП) в летнее время года;

$\varepsilon_{щ}$  – наличие утеплительных щитов, которые должны быть демонтированы в летнее время года;

$\varepsilon_{н}$  – снижение производительности водяного насоса;

$\varepsilon_{ву}$  – ухудшение работы вентиляторной установки относительно расчетных параметров.

Переменные величины теплообменника разделяют на безразмерные и размерные.

Для обычного теплообменника, через который проходят два потока существенны следующие параметры, характеризующие процесс теплоотдачи:

$k$  – общий коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{кКал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}}$ ;

$F$  – поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$  к которой относится общий коэффициент теплопередачи;

$\left. \begin{matrix} t_{г1} \\ t_{г2} \end{matrix} \right\}$  – температура горячей жидкости,  $\text{°C}$ ;

$\left. \begin{matrix} t_{х1} \\ t_{х2} \end{matrix} \right\}$  – температура холодной жидкости,  $\text{°C}$ ;

$W_{г} = (\omega_{м} c_{p})_{г}$  – водяной эквивалент горячей жидкости,  $\frac{\text{кКал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}}$ ;

$W_{г} = (\omega_{м} c_{p})_{х}$  – водяной эквивалент холодной жидкости,  $\frac{\text{кКал}}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}}$ ;

Значение всех перечисленных параметров, за исключением общего коэффициента теплопередачи  $k$ , очевидно. Смысл общего коэффициента теплопередачи, объединяющего перенос тепла конвекцией и теплопроводностью, ясен из общего уравнения теплопередачи [8]:

$$\frac{dq}{dF} = k(t_{г} - t_{х}) \quad (3)$$

Из этой связи очевидно, что  $k$  является общей термической проводимостью, отнесенной к температурному потенциалу  $t_{г} - t_{х}$  и единице поверхности теплообмена.

Величина, обратная  $k$ , представляет собой полное термическое сопротивление, в которое входят следующие компоненты:

1. Конвективная составляющая на стороне горячего потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности или поверхности оребрения на этой стороне;

2. Составляющая, связанная с теплопроводностью стенки;

3. Конвективная составляющая на стороны холодного потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности;

4. Составляющая, связанная с наличием слоя загрязнений на обеих сторонах теплообменной поверхности.

Пренебрегая для простоты влияния слоев загрязнений, уравнение, выражающее полное термическое сопротивление, можно записать в следующем виде:

$$\frac{1}{k_{г}} = \frac{1}{n_{ог} \alpha_{г}} + \frac{\alpha}{F_{г}} + \frac{1}{F_{г} n_{ох}} \quad (4)$$

Или

$$\frac{1}{k_{х}} = \frac{1}{n_{ох} \alpha_{х}} + \frac{\alpha}{F_{х}} + \frac{1}{F_{х} n_{ог}} \quad (5)$$

где  $k_{г}$  – отнесено к единице полной поверхности теплообмена на стороне горячего

потока( включая ребра или любую развитую поверхность );  $k_x$  – к единице полной поверхности теплообмена на стороне холодного потока;  $F_{ср}$  – соответствует средней величине основной ( первичной ) поверхности;  $n_{ог}$ ,  $n_{ох}$  – эффективность КПД полной поверхности теплообмена  $F_r$  или  $F_x$  соответственно.

Эффективность теплообменника рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{W_r(t_{r1}-t_{r2})}{W_{min}(t_{x1}-t_{x2})} = \frac{W_x(t_{x1}-t_{x2})}{W_{min}(t_{x1}-t_{x2})} \quad (6)$$

где  $W_{min}$  – наименьшая из величин  $W_r$  и  $W_x$ .

Число единиц переноса тепла имеет вид:

$$NTU = \frac{k_{ср} \cdot F}{W_{min}} = \frac{1}{W_{min}} \int_0^F k dF \quad (7)$$

где  $F$  – поверхность теплообмена, которая использована для определения коэффициента теплоотдачи. Обычно при расчетах коэффициент теплопередачи  $k$  может быть принят постоянным.

Решение эффективности теплообменника блочно-модульной системы охлаждения двигателя может быть представлено в законченной алгебраической форме [9-10]:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{\frac{NTU}{1-e^{-NTU}} + \frac{(W_{min}/W_{max}) \cdot NTU}{1-e^{-NTU(W_{min}/W_{max})}} - 1} \quad (8)$$

Рабочие системы современных энергонасыщенных автотранспортных средств испытывают большие механические и тепловые нагрузки, что сопровождается выделением тепла, которое требуется утилизировать в окружающую среду. Для оценки эффективности параметров транспортного агрегата необходимо знать температурно-динамические критерии системы охлаждения, а также их взаимосвязь с условиями эксплуатации и условиями его движения.

Современное автотранспортное средство необходимо рассматривать как многоконтурный источник излучения теплоты, у которого – 35...40 % теплоты, полученной при сгорании топлива, используется на совершение полезной работы. В силовых и вспомогательных агрегатах существуют потери мощности, которые также увеличивают теплонапряженность.

### Библиографический список

1. Дидманидзе, О. Н. Научные основы математического моделирования процессов теплообмена в теплообменнике тягово-транспортного средства [Текст] / О. Н. Дидманидзе, Р. Т. Хакимов, Е. П. Парлюк, В. В. Рудомазин. - М. : УМЦ «Триада», 2020. – 106 с.
2. Дидманидзе, О. Н. Результаты испытаний полимерного радиатора системы охлаждения трактора МТЗ-80 [Текст] / О. Н. Дидманидзе, Р. Т. Хакимов, Е. П. Парлюк, Н. А. Большаков // Сельскохозяйственные машины и технологии. - 2020. - Т.14. №1. - С. 55-60.
3. Дидманидзе, О. Н. Радиатор с полиуретановой сердцевиной в блочной системе охлаждения двигателя [Текст] / О. Н. Дидманидзе, Р. Т. Хакимов, Е. П. Парлюк, Н. А. Большаков // В сборнике: Проблемы совершенствования машин, оборудования и технологий в агропромышленном комплексе: материалы международной научно-технической. 2019. - С. 63-70.

4. Дидманидзе, О. Н. Улучшение эксплуатационных показателей автомобиля путем совершенствования охлаждающих систем [Текст] / О. Н. Дидманидзе, Н. А. Большаков, Р. Т. Хакимов // В сборнике: Автотранспортная техника XXI века: сборник статей III Международной научно-практической конференции. Под редакцией О. Н. Дидманидзе, Н. Е. Земина, Д. В. Виноградова, 2018. - С. 29-45.

5. Хакимов, Р. Т. Стендовые гидродинамические исследования моделей роторных алюминиевых радиаторов [Текст] / Р. Т. Хакимов // Известия Международной академии аграрного образования. - 2016. - № 26. - С. 24-27.

6. Хакимов, Р. Т. Исследование макетных и опытных образцов роторных теплообменников для системы кондиционирования транспортных средств [Текст] / Р. Т. Хакимов // Техничко-технологические проблемы сервиса. - 2016. - № 2 (36). - С. 46-51.

7. Парлюк, Е. П. Блочно-модульная система охлаждения узлов и агрегатов автомобилей как наиболее эффективный и прогрессивный метод терморегулирования [Текст] // Е. П. Парлюк, А. В. Куриленко // В сборнике: Развитие научной, творческой и инновационной деятельности молодежи. Сборник статей по материалам XII Всероссийской (национальной) научно-практической конференции молодых ученых, посвященной 125-летию Т. С. Мальцева. Под общей редакцией И.Н. Миколайчика, 2020. - С. 66-70.

УДК 631.331.002-044.952

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПАР ТРЕНИЯ СЕРИЙНОГО И МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО КОМПЛЕКТА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПРОПАШНОЙ СЕЯЛКИ**

*Марьин Николай Александрович, к.т.н., доцент кафедры «Технический сервис, стандартизация и метрология» ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, nikolamarin@mail.ru*  
*Булгаков Константин Сергеевич, магистрант ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, kostya.bulgakov.1998@mail.ru*

**Аннотация:** Проведены многофакторные исследования по определению скорости изнашивания сопрягаемых деталей пары трения «дозировующий диск - уплотнительная прокладка» работающих под разряжением рабочей среды в зависимости от разряжения в зоне сопряжения уплотняемых поверхностей, наличия в рабочей среде твердых абразивных примесей и отношения площади смазочного вещества к общей площади пятна контакта.

**Ключевые слова:** скорость изнашивания, пары трения, износостойкость, диск, прокладка.

Надежность и эффективность равномерного распределения семян в рядке при посеве пропашных культур зависит от качества разряжения в пневматической всасывающей камере, создаваемого между рабочими поверхностями сменных деталей дозирующего диска и уплотнительной прокладки. Эффект разряжения приводит к тому, что дозирующий диск прижимается к прокладке и вызывает износ в зоне контакта этих деталей. В результате образуется зазор между ними, нарушается герметичность узлов и