

Выводы:

1. Применение моделирования позволяет расчетным путем математически выразить влияние основных параметров процесса фрезерования на показатель энергоемкости процесса и определить оптимальный вариант их соотношения.

2. При заданных исходных данных основных параметров – $R=5$ м; $r=0,25$ м; $v_1=2$ м/мин; $v_2=25$ м/с; $h=0,25$ м; $\varphi_0=0^\circ$ и $z=2$ – показатель энергоемкости равен 1490,72.

3. Значительное влияние на показатель q_C оказывают такие изменения основных факторов, как увеличение радиуса барабана r (при $r=0,45$ м- $q_C=1033,45$), уменьшение скорости вращения барабана v_2 (при $v_2=10$ м/с- $q_C=596,24$), увеличение глубины фрезерования h (при $h=0,4$ м- $q_C=1321,05$), увеличение скорости перемещения барабана v_1 (при $v_1=4$ м/мин- $q_C=744,37$).

Литература

1. Статистический анализ измельчения дернины фрезой / Нагорский И.С., Азаренко В.В., Клыбик В.К. // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Межвед. тем. сб. / РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси». – Мн., 2004. – Вып. 38. – С. 249-255.

2. Моделирование фрезерного барабана для выгрузки стебельчатых кормов / Нагорский И.С., Семкин Н.И., Романюк В., Колоско Д.Н. // Техника в сельском хозяйстве – Москва, 2002, № 2, С. 3-6.

3. Обоснование параметров барабана для выгрузки стебельчатых кормов / Нагорский И.С., Семкин Н.И., Колоско Д.Н. // Современные проблемы сельскохозяйственной механики: Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения академика М.Е. Мацепуро/ Минсельхозпрод РБ, Академия аграрных наук РБ, БелНИИМСХ – Минск, 1999, С. 37-44.

УДК 621.436:629.114.2.004

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИМЕНЕНИЕМ АЛЮМИНИЕВЫХ ЖИДКОСТНО-МАСЛЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Николаевич А.И., к.т.н., доцент

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск

Охлаждение смазочного масла в современных автотракторных и комбайновых двигателях в основном осуществляется с помощью воздушно-масляных радиаторов [1, 2]. В последние годы наметилась определенная тенденция к переходу от традиционных воздушно-масляных радиаторов

к жидкостно-масляным теплообменникам, в которых охлаждение смазочного масла производится непосредственно охлаждающей жидкостью [2-7]. Это объясняется рядом преимуществ, имеющих место при использовании воздушно-масляных радиаторов и жидкостно-масляных теплообменников [2-4, 6]: снижаются габаритные и массовые показатели теплообменника; обеспечивается более стабильная температура масла, близкая к оптимальной, вне зависимости от режимов и условий эксплуатации двигателя; исключается воздействие низких температур окружающего атмосферного воздуха непосредственно на масло; упрощается техническое обслуживание трактора из-за более свободного доступа для очистки внешних поверхностей жидкостного радиатора и т.д. Поэтому на зарубежных двигателях автотракторного типа с жидкостным охлаждением такие теплообменники нашли широкое применение. Однако, в настоящее время на автотракторных и комбайновых двигателях, выпускаемых в странах СНГ, они пока массово не применяются. Исключение составляют дизели СМД-31/31А, устанавливаемые на самоходные зерноуборочные комбайны [3], дизели модели Д-260Т перспективного универсально-пропашного трактора класса 2 тс МТЗ-142 [1] и некоторые модели других дизелей. Применяемые жидкостно-масляные теплообменники конструктивно выполняются двух типов: трубчатые и пластинчатые [1, 2]. Устанавливаются они обычно в жидкостную (водяную) рубашку, закрываются крышкой (корпусом) теплообменника (Д-260Т) [1] или крепятся к блоку картера двигателя (СМД-31/31 А) [3].

В настоящей статье приводятся отдельные результаты создания жидкостно-масляных теплообменников, не вызывающих дополнительных компоновочных затруднений, пластинчато-ребристого (блочного) типа из алюминиевых сплавов и дано технико-экономическое обоснование целесообразности их применения на дизелях универсально-пропашных тракторов «Беларус» (рис. 1). При создании теплообменников была разработана методика тепло-гидравлического расчета с использованием ПК [5].

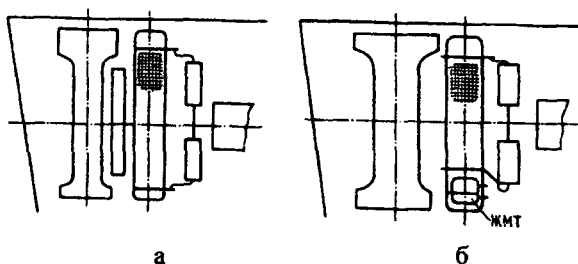


Рис. 1. Схемы комплектаций энергетической установки универсально-пропашного трактора:

- а – с серийным воздушно-масляным радиатором и воздушно-водяным радиатором;
- б – с воздушно-водяным укороченным и с алюминиевым жидкостно-масляным теплообменником.

Анализ физико-механических характеристик ряда металлов показал, что наиболее приемлемым материалом для изготовления жидкостно-масляных теплообменников является алюминий и сплавы на его основе, которые имеют относительно низкую стоимость, недефицитны, достаточно теплопроводны и технологичны. В конструкции опытного теплообменника из алюминиевых сплавов предполагалось использовать принципиальную схему, представляющую систему масляных ребристых каналов синусоидального профиля. Кроме того, изготовление опытного теплообменника с такой схемой возможно по дешевой прогрессивной безотходной технологии алюминиевого литья в кокиль, которая широко применяется в мировой практике.

Создание совершенных конструкций теплообменных аппаратов автотракторного типа невозможно без повышения точности конструкторских расчетов. Традиционные единичные методы расчета имеют существенные недостатки. Во-первых, это большая трудоемкость конструкторского расчета теплообменных аппаратов при создании каждой модели трактора вместо выбора аппаратов из типоразмерного ряда со всеми необходимыми параметрами. Во-вторых, значительные затраты времени на разработку и расчет теплообменных аппаратов.

Поскольку в настоящее время отсутствует единая методика расчета жидкостно-масляных теплообменников для автотракторных двигателей внутреннего сгорания, то для расчета их основных параметров типоразмерного ряда применительно к универсально-пропашным тракторам «Беларус» была разработана методика тепло-гидравлического расчета, которая имеет существенные преимущества перед известными [1, 6]. Главной отличительной особенностью предлагаемой методики является применение математического (численного) моделирования и эффективного использования технических средств расчета при конкретных краевых условиях задачи. Это обеспечивает сокращение трудоемкости и сроков на проектирование и доводку теплообменных аппаратов.

Результаты стендовых испытаний дизеля 4Ч 11/12,5 показали, что при применении опытного алюминиевого теплообменника вместо серийного радиатора за счет установления оптимальной температуры смазочного масла 104°C вместо 94°C удельный эффективный расход топлива снижается на 2-4 г/(кВт·ч), т.е. топливная экономичность дизеля с жидкостно-масляным теплообменником повышается в среднем на 1-3%.

В процессе исследований алюминиевых жидкостно-масляных теплообменников по определению их влияния установки на температурный режим, на энергетические и экономические показатели тракторных дизелей, а также на надежность и долговечность (износ деталей, в основном это вкладыши и поршни) проводили отбор проб моторного масла с целью выявления закономерностей изменения концентраций железа и алюминия в работавшем масле при различных его температурных режимах. Определение концентраций железа I_{Fe} и алюминия I_{Al} проводили методом спектрального анализа и после обработки результатов на ПЭВМ были

построены графические зависимости (рис. 2). На представленных графиках приведены также зависимости расхода масла на угар q_M и удельного расхода топлива g_e от температурного режима масла t_M .

Исследованиями по определению влияния температурного режима масла на топливную экономичность и надежность дизеля 4ЧН 11/12,5 (дизельный двигатель с турбонаддувом) (интенсивность изнашивания основных деталей) установлено, что наиболее приемлемым (оптимальным, наивыгоднейшим) температурным режимом смазки с точки зрения топливной экономичности, надежности и долговечности технической системы является 90-110°C. Поэтому можно сделать вывод, что применение опытного алюминиевого теплообменника не только не окажет существенного влияния на снижение надежности и долговечности дизелей универсально-пропашных тракторов «БЕЛАРУС» ($t_M = 104^\circ\text{C}$), а, наоборот, повысит его.

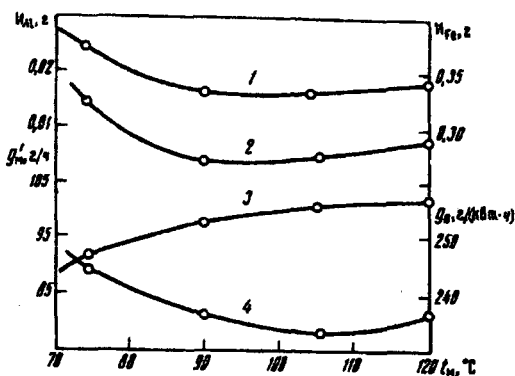


Рис. 2. Влияние температуры масла на показатели работы дизеля 4Ч 11/12,5 (Д-245 – с турбонаддувом):

1 – потери алюминия I_{Al} трущимися деталями; 2 – потери железа I_{Fe} трущимися деталями; 3 – часовой расход масла на угар; 4 – удельный расход топлива

Сравнительный анализ технико-экономических показателей опытного теплообменника и серийного воздушно-масляного радиатора универсально-пропашных тракторов «БЕЛАРУС» модели МТЗ-80/82 показывает (таблица 1), что созданный образец опытного теплообменника превосходит серийный воздушно-масляный радиатор по массе в 4,1 раза, по габаритам в 7,2 и себестоимости изготовления в 1,26 раза.

Длительные испытания двигателей с опытными алюминиевыми жидкостно-масляными теплообменниками на стендах и в реальных условиях рядовой эксплуатации на универсально-пропашных тракторах МТЗ-80/82 в различных хозяйствах Республики Беларусь показали их хорошую работоспособность.

**Технико-экономические показатели опытного ЖМТ
и серийного ВМР**

Параметры	Опытный ЖМТ	2-рядный ВМР
Площадь поверхности охлаждения:		
со стороны масла, м ²	0,30	1,32
со стороны воды (воздуха), м ²	0,16	1,49
Площадь проходного сечения:		
для масла, мм ²	340	401
для воды (воздуха), мм ²	3000	10500
Рабочая длина масляных каналов или трубок (эффективная) $l_{\text{эп}}$, мм	375	436
Сечение канала трапециевидное (плоскоовальное) ($a_0 \times b_0$), мм	(5 x 2)	(17,5 x 1)
Количество ходов для масла, z	4	9
Количество масляных каналов (трубок) i_0 , шт.	16	74
Толщина стенки δ , мм	3	1
Масса m , кг	3,5	13,49
Габаритные размеры $L \times B \times H$, мм	438x108x80	510x490x82
Материал	Алюминий (А1-4)	Сталь (ст. 10)
Себестоимость изготовления одного радиатора (теплообменника) *, \$.	60,1	75,9

* Данные ПО «Радиатор» (РФ, г. Оренбург), ПО «МТЗ», УО БГАТУ (г. Минск); цены 1991 г.; ЖМТ — жидкостно-масляный теплообменник, ВМР — воздушно-масляный радиатор.

Литература

1. Амелъченко П.А., Якубович А.И., Глушаков В.С., Николаевич А.И. и др. Системы охлаждения двигателей сельскохозяйственных тракторов и пути их совершенствования. // Сер. Тракторы и двигатели. Вып. 1. М.: ЦНИИТЭИ – автосельхозмаш, 1990. – 49 с.
2. Линецкий И.Е., Воронин А.А. Совершенствование системы охлаждения масла форсированных тракторных и комбайновых дизелей // Двигателестроение, 1986. № 8, с. 28 – 30.
3. Диденко А.М., Строков А.П., Водолажский В.И. Дизели СМД. М.: Агропромиздат, 1990. – 49 с.
4. Бурков В.В. Алюминиевые теплообменники сельскохозяйственных и транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1985. – 365 с.
5. Глушаков В.С., Якубович А.И., Николаевич А.И. Применение метода математического моделирования при проектировании жидкостно-масляных теплообменников для тракторных двигателей. Деп. в ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1987. № 799 с.
6. Николаевич А.И. Обоснование и разработка алюминиевых жидкостно-масляных теплообменников для тракторных дизелей. Автореф. канд. дис. Ленинград – Пушкин: ЛСХИ, 1989. - 19с.
7. Николаевич А.И. Повышение надежности тракторных двигателей применением алюминиевых жидкостно-масляных теплообменников // Проблемы машиностроения и надежности машин. М.: РАН, 1997, 3 №, с. 120-129.