

УДК 629.36

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА ОТ РАСХОДА ЖИДКОСТНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В. Е. ТАРАСЕНКО, А. И. ЯКУБОВИЧ*Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск*

Введение

Рациональное определение расхода жидкостного теплоносителя (ЖТ) в зависимости от параметров двигателя, вида применяемого теплоносителя обеспечивает благоприятное протекание процесса охлаждения при минимальном энергопотреблении, наилучшие массово-габаритные параметры и достаточную надежность системы охлаждения. Расход ЖТ, обеспечивающий температурный режим системы охлаждения, при котором двигатель имеет наиболее эффективные мощностные и экономические показатели, будем называть номинальным.

Интерес расширения познаний в области процессов переноса и передачи теплоты ЖТ, а соответственно, теплового состояния двигателя представляют влияние типа и расхода ЖТ, параметров системы и внешних возмущающих факторов. Эти вопросы поставлены авторами настоящей работы. В основу исследований положены теоретические разработки и экспериментальные исследования систем охлаждения типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС» [1].

Многофакторность параметров, взаимосвязь тепловых и гидродинамических процессов, происходящих в системе охлаждения, влияние на работу условий эксплуатации сельскохозяйственного трактора требуют при выборе расхода ЖТ кроме аналитических расчетов принимать во внимание результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Основная часть

Количество ЖТ в системе охлаждения определяется расчетным путем по данным теплового баланса двигателя [2], [3]. Для обеспечения заданного температурного режима двигателя система охлаждения должна обеспечивать равенство отводимой теплоты контурами системы охлаждения. Это равенство полагает, что каждая составляющая зависит одна от другой, т. е. отводимое количество теплоты ЖТ будет определяться параметрами радиатора и вентилятора. Запишем функциональное уравнение количества теплоты в ЖТ в общем виде:

$$Q_V = f(G_V, t_{V1}, t_{V2}, c_{pV}), \quad (1)$$

где G_V – расход ЖТ, кг/ч; t_{V1} – температура ЖТ на входе в радиатор (выходе из двигателя), °С; t_{V2} – температура ЖТ на выходе из радиатора (входе в двигатель), °С; c_{pV} – теплоемкость ЖТ, кДж/(кг · °С).

Уравнение (1) характеризует состояние ЖТ или его теплосодержание при поступлении теплоты от источника. Эта функциональная зависимость определяется расходом ЖТ, его температурными и физико-техническими параметрами. Суммарное количество

теплоты в ЖТ определяется температурным напором и его расходом. Эти параметры переменные и зависят от скоростного и нагрузочного режимов двигателя.

ЖТ в системе охлаждения является средой, которая переносит теплоту от цилиндров к радиатору и от расхода которого зависит количество переносимой теплоты и, соответственно, тепловое состояние двигателя. Анализ состояния системы предполагает ограничительные условия, которые уменьшают число неизвестных и позволяют проследить возможное изменение исследуемых параметров при функционировании системы.

Ограничительным условием при проведении анализа влияния расхода ЖТ на работу системы охлаждения является постоянство отводимого ЖТ от цилиндров двигателя количества теплоты $Q_V = \text{const}$. Увеличение или уменьшение расхода ЖТ неизменно приводит к изменению температурных показателей системы охлаждения. Примем, что температура ЖТ на выходе из рубашки охлаждения постоянна ($t_{V2} = \text{const}$) и рассеиваемое количество теплоты радиатором также постоянно ($Q_F = \text{const}$), переменным параметром в этом случае будет температура ЖТ на выходе из радиатора или на входе в двигатель t_{V1} , соответственно изменится и средняя температура ЖТ \bar{t}_V . С увеличением расхода ЖТ температура на выходе из радиатора будет увеличиваться, т. е. $t'_{V1} > t''_{V1} > t'''_{V1}$, соответственно увеличение расхода приведет к уменьшению разности температуры на входе и выходе радиатора, т. е. температурный перепад уменьшится, $\Delta t'_V < \Delta t''_V < \Delta t'''_V$, что приведет к увеличению средней температуры ЖТ. Уменьшение расхода ЖТ приводит к увеличению его температурного перепада и уменьшению средней температуры, т. е. к повышению температурного режима системы охлаждения при постоянных значениях расхода воздуха и поверхности охлаждения радиатора.

При постоянном перепаде температуры ЖТ $\Delta t_V = \text{const}$ и уменьшении его расхода количество теплоты, которое отведено от ЖТ радиатором и передано потоку воздуха, должно быть уменьшено. Обеспечение температурного режима системы охлаждения при переменном значении поступающей теплоты в ЖТ может быть достигнуто регулированием теплоотдачи от поверхности охлаждения радиатора и рассеивания теплоты потоком воздуха. При неизменных значениях температуры и увеличении расхода ЖТ, количество отводимой от него теплоты увеличивается.

Предположим, что расход ЖТ через сердцевину радиатора переменный и изменился на величину δG_V . Приняв условие, что количество поступившей в ЖТ теплоты сохраняется неизменным ($Q_V = \text{const}$) и температура ЖТ на входе в двигатель также постоянна, тогда переменной будет температура его на выходе из двигателя. При увеличении расхода ЖТ $t^*_{V2} < t_{V2}$ и равна $t^*_{V2} = t_{V2} - \delta t_{V2}$, при уменьшении расхода $t^*_{V2} > t_{V2}$ и равна $t^*_{V2} = t_{V2} + \delta t_{V2}$. Уравнение состояния жидкостного контура при принятых условиях имеет вид:

$$Q_V^* = c_{pV} (G_V \pm \delta G_V) [(t^*_{V2} \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}] \quad (2)$$

В данном случае температура ЖТ на выходе из двигателя переменна и является функцией расхода ЖТ. Уравнение состояния описывает контур после воздействия возмущающих факторов и регулирования системы путем изменения расхода ЖТ. Составим систему уравнений для ЖТ при переходе из установившегося стационарного к нестационарному температурному режиму в виде:

$$Q_V = c_{pV} G_V (t_{V2} - t_{V1}); \quad (3)$$

$$Q_V^* = c_{pV} (G_V \pm \delta G_V) [(t_{V2}^* \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}]. \quad (4)$$

Уравнение (3) определяет количество теплоты, отводимое ЖТ, при стационарном установившемся температурном режиме системы и условии обеспечения заданного значения температуры ЖТ. При воздействии внешних факторов температура ЖТ изменяется, температурный режим переходит в нестационарный. Предположим, что восстановление температурного режима системы осуществляется путем изменения расхода ЖТ на δG_V . В этом случае количество теплоты, отводимое ЖТ, будет иметь вид, представленный уравнением (4), в котором знак (+) имеет место при увеличении и знак (–) – при уменьшении расхода ЖТ. Поскольку ограничительным условием является, что $Q_V^* = Q_V$, уравнения (2) и (4) приравняем и запишем в виде

$$G_V (t_{V2} - t_{V1}) = (G_V \pm \delta G_V) [(t_{V2}^* \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}].$$

Переменным параметром при изменении расхода ЖТ в этом случае будет температура ЖТ на выходе из двигателя. При увеличении расхода ЖТ его температура на выходе из двигателя будет уменьшаться ($t_{V2}^* < t_{V2}$) и $\delta t_{V2}^* = t_{V2} - t_{V2}^*$, при уменьшении расхода ЖТ – увеличиваться ($t_{V2}^* > t_{V2}$) и $\delta t_{V2}^* = t_{V2}^* - t_{V2}$. Формулы расчета показателей ЖТ запишем на основании формул, приведенных в источнике [4]. Изменение температуры ЖТ на выходе из двигателя при изменении расхода будет определяться по формуле

$$\delta t_{V2} = \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}, \quad (5)$$

где $\beta_V = \frac{\delta G_V}{G_V}$ – относительное изменение расхода ЖТ.

Тогда температура ЖТ на выходе из двигателя при изменении его расхода будет определяться по уравнению

$$t_{V2}^* = t_{V2} \mp \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}. \quad (6)$$

Верхние знаки принимаются при увеличении и нижние – при уменьшении расхода ЖТ. Функция $t_{V2} = f\left(\frac{\delta G_V}{G_V}\right)$ является регулировочной характеристикой расхода ЖТ в зависимости от температуры его на выходе из рубашки охлаждения.

Зависимость между относительным изменением расхода ЖТ и изменением температуры t_{v2} будет определяться формулой

$$\frac{\delta G_V}{G_V} = \frac{1}{\frac{\Delta t_V}{\beta_V} \mp 1} \cdot \delta t_{v2}$$

Зависимость относительного изменения расхода ЖТ от температуры имеет вид

$$\frac{\delta G_V}{\delta t_{v2}} = \frac{G_V^*}{\Delta t_V}$$

Приняв значение температуры ЖТ на входе в радиатор постоянным ($t_{v2} = \text{const}$), отметим, что будет изменяться температура ЖТ на выходе из радиатора. Изменение температуры ЖТ при приращении расхода будет определяться по формуле

$$\delta t_{v1} = \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}$$

Уравнения для определения температуры ЖТ на выходе из радиатора будут иметь вид

$$t_{v1}^* = t_{v1} \pm \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}$$

При выходе системы из устойчивого стационарного состояния температурный режим ЖТ превышает или ниже заданного значения. Изменение перепада температур ЖТ определяется его расходом. Из уравнения следует, что

$$\Delta t_V^* = \Delta t_V \left[1 \mp \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)} \right]$$

Перепад температуры ЖТ Δt_V будет также изменяться на величину изменения температуры δt_{v1} . График изменения перепада температуры ЖТ в зависимости от его расхода представлен на рис. 1. График имеет форму параболы, интенсивность увеличения перепада резко возрастает при уменьшении расхода ЖТ от номинального значения (точка A), при котором отношение $\frac{G_V^*}{G_V} = 1$.

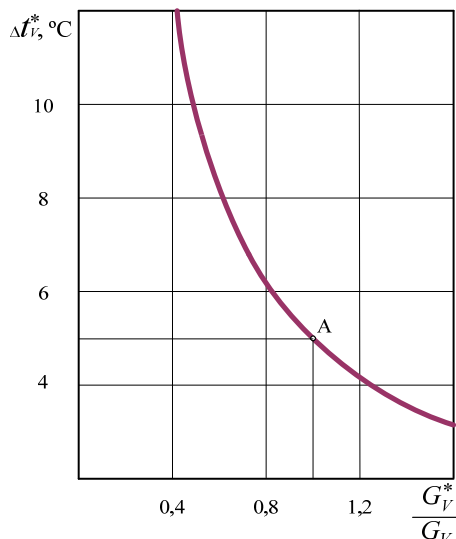


Рис. 1. Зависимость изменения перепада температуры ЖТ от его расхода

Если $t_{V1} \neq \text{const}$, перепад температуры ЖТ переменный, что приведет к изменению теплопередачи ЖТ. В этом случае теплопередача от ЖТ будет определяться по уравнению

$$Q_V^* = c_{pV} G_V \left[\frac{t_{V1}^* - t_{V1}}{1 - \frac{1}{(1 \pm \beta_V)}} \right]. \quad (7)$$

Приведенные аналитические исследования, предлагаемые формулы позволяют рассматривать процессы теплопередачи и влияние на них внутренних и внешних факторов в динамике путем построения графических зависимостей исследуемых функций. Расчетно-аналитические исследования функции $Q_V = f(G_V)$ проведем на примере системы охлаждения дизеля Д-260.2.

Количество теплоты, поступающее в ЖТ системы охлаждения, описывается уравнением (3). Отводимое ЖТ количество теплоты не остается постоянным. Графики функций $Q_V = f(G_V)$, представленные на рис. 2 и 3, рассчитаны для расхода ЖТ от 0,8 до 3,2 кг/с. Графики имеют форму возрастающей параболы. Следует полагать, что вершина параболы будет находиться в точке $Q_V = 0$ и $G_V = 0$.

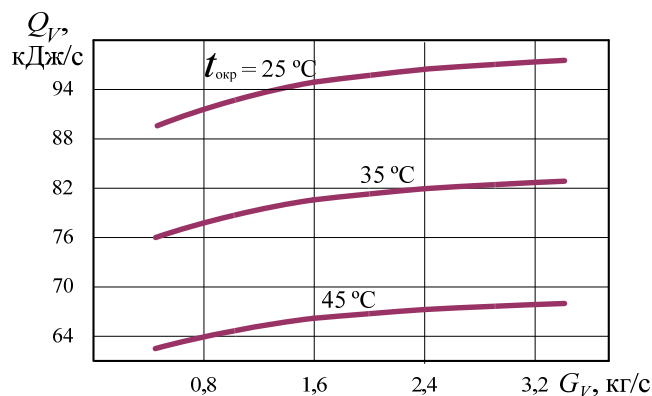


Рис. 2. Зависимость теплопередачи ЖТ от его расхода при различных значениях окружающей температуры

Теплоотдача ЖТ не остается постоянной при изменении окружающей температуры. Из графиков следует (рис. 2), что с уменьшением окружающей температуры количество теплоты, поступающей в ЖТ при всех значениях расхода, увеличивается. Интенсивный нагрев ЖТ отмечается при расходах до 1,8–2,0 кг/с, в последующем график функции становится пологим и приближается к линейному, что свидетельствует об уменьшении интенсивности теплоотдачи в ЖТ. Например, при увеличении расхода от 1,28 до 2,24 кг/с при $t_{\text{окр}} = 45\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{V2} = 95\text{ }^\circ\text{C}$ отношение $\frac{\delta Q_V}{\delta G_V} = 9,4 \cdot 10^{-4}$ кДж/кг, а при расходе от 2,24 до 3,2 кг/с $Q_V = 1,4$ кДж/с и $\frac{\delta Q_V}{\delta G_V} = 4,1 \cdot 10^{-4}$ кДж/кг. Аналогичные закономерности имеют место и при других значениях температуры окружающей среды.

Исследования показывают, что теплосодержание жидкостного контура системы охлаждения уменьшается на 1,7–2,5 кДж/с с увеличением окружающей температуры на 1°. Следовательно, с увеличением окружающей температуры способность системы охлаждения обеспечить заданный температурный режим двигателя снижается.

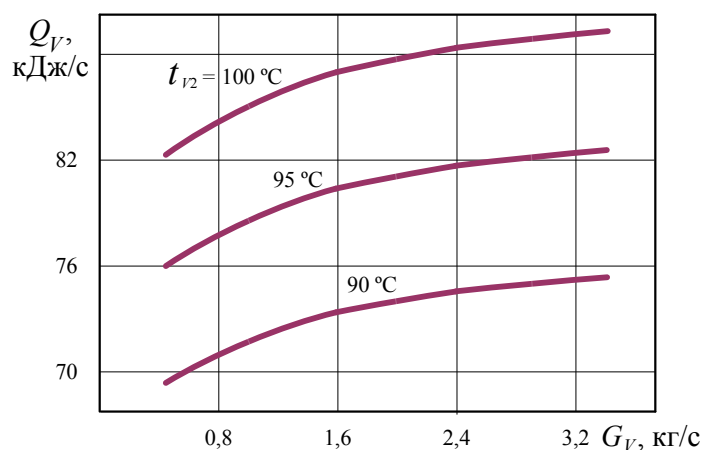


Рис. 3. Зависимость теплопередачи ЖТ от его расхода и температуры ($t_{\text{окр}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$)

Температура ЖТ на выходе из двигателя также влияет на отводимое количество теплоты. С увеличением рабочей температуры t_{V2} количество теплоты, отводимое от двигателя и поступившее в ЖТ, увеличивается. Повышение температуры ЖТ на выходе из двигателя увеличивает теплоотдачу жидкости при всех значениях расхода ЖТ (рис. 3), это следует и из уравнения (3). Расчеты показывают, что повышение рабочей температуры ЖТ на 1° приводит к увеличению теплоотдачи ЖТ на 0,8 кДж/с. При увеличении температуры ЖТ на выходе из двигателя от 90 до 100 °C теплосодержание ЖТ повышается на 18 % при окружающей температуре 35 °C и на 22 % при окружающей температуре 45 °C. Повышение температуры окружающей среды на 1° повышает теплосодержание ЖТ на 1,8–2,2 %.

Проведенные аналитические исследования подтверждают положение о том, что расход ЖТ в рабочем диапазоне не значительно влияет на ее теплосодержание и на работу системы, тепловая эффективность системы охлаждения увеличивается при увеличении рабочей температуры. Повышение рабочего значения температуры, что имеет место при высокотемпературном охлаждении, уменьшает энергозатраты на привод водяного насоса и требует меньшую поверхность охлаждения радиатора. Высокотемпературное охлаждение способно повысить тепловую эффективность и обеспечить оптимальные показатели системы охлаждения.

Исследования влияния расхода ЖТ на показатели системы охлаждения проводились на примере системы охлаждения трактора «БЕЛАРУС-80.1» с дизелем Д-243 [5]. Система охлаждения укомплектована жидкостным радиатором 70У-1301010 с латунными охлаждающими пластинами, площадь поверхности охлаждения $F = 12,6 \text{ м}^2$. Расход потока ЖТ составляет 1,58 кг/с и расход воздуха через воздушный тракт – 1,4 кг/с. На номинальном режиме работы двигателя при окружающей температуре $t_{\text{окр}} = +35 \text{ }^\circ\text{C}$ температура на входе в радиатор равна $t_{v2} = 89,5 \text{ }^\circ\text{C}$, перепад температуры при охлаждении в радиаторе составляет $\Delta t = 5,5^\circ$. Перепад средних значений температур ЖТ и воздуха $\bar{t}_{v-w} = 40^\circ$.

При теоретических исследованиях предполагается, что исследуемая система охлаждения обеспечивает заданные температурные показатели при работе двигателя на номинальном режиме в заданных эксплуатационных условиях. При воздействии внешних факторов температурный режим системы изменяется и нормализация его осуществляется путем изменения расхода ЖТ.

Расчетная формула (7) описывает функциональную зависимость теплоотдачи дизеля Д-243 от относительного расхода ЖТ. График отводимой теплоты при изменении расхода ЖТ (рис. 4) показывает более интенсивное увеличение теплоотдачи ЖТ при уменьшении и менее интенсивное увеличение при увеличении расхода от номинального $\left(\frac{G_v^*}{G_v} = 1\right)$. Так, при принятых расчетных параметрах увеличение теплоотдачи в ЖТ на 10 кДж/с достигается при уменьшении расхода на 20 % (от точки А), тоже количество теплоты будет отведено от ЖТ при увеличении расхода на 40 %.

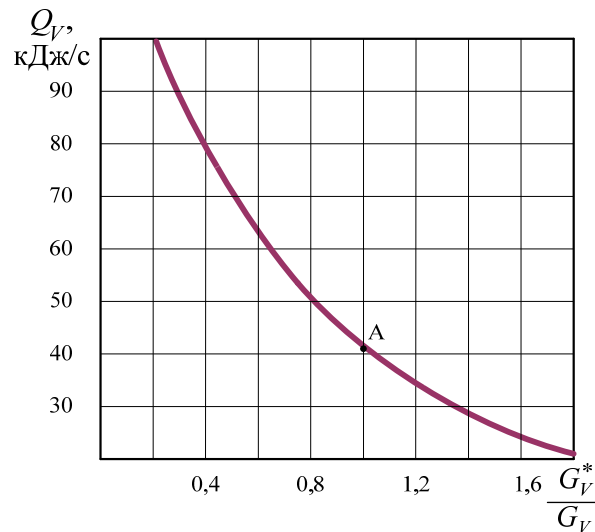


Рис. 4. График функции $Q_v = f\left(\frac{G_v^*}{G_v}\right)$

Зависимость температуры ЖТ на выходе из двигателя определяется не только количеством теплоты, поступающей от источника, но и расходом циркулирующего в контуре ЖТ. Расчет температуры ЖТ на выходе из двигателя проводился по формуле (6). График зависимости температуры ЖТ t_{v2} от его расхода приведен на рис. 5. График функции показывает, что температура ЖТ на выходе из двигателя более интенсивно увеличивается с уменьшением расхода по сравнению с ее увеличением.

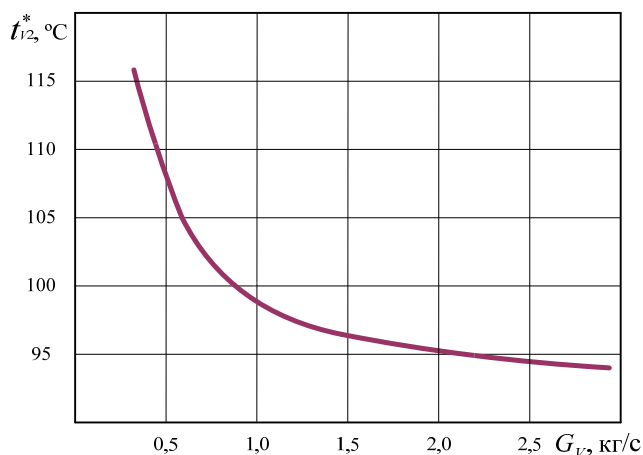


Рис. 5. Температура ЖТ на выходе из двигателя в зависимости от его расхода ($Q_V = \text{const}$)

Заключение

Приведенные исследования температурного режима ЖТ позволяют выявить в каждом конкретном случае требуемый расход ЖТ при влиянии как внутренних, так и внешних факторов. Теоретические исследования систем охлаждения указывают на то, что на процессы теплопередачи в жидкостном тракте оказывает влияние значительное количество факторов. Определить влияние конструктивных параметров жидкостного тракта, выявить уровни пределов, в которых наиболее целесообразно проводить варьирование параметров, позволяют предлагаемые теоретические зависимости. Однако они не дают целостного представления о совместном влиянии параметров и совокупности факторов на протекание процессов теплопередачи в жидкостном контуре. Для определения оптимальных конструктивных и компоновочных параметров элементов системы охлаждения необходимо проводить экспериментальные исследования и испытания.

Полученные закономерности и формулы позволяют решать задачи систем охлаждения при разработке новых и совершенствовании уже существующих систем охлаждения.

Литература

1. Якубович, А. И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск : БНТУ, 2011. – 436 с.
2. Якубович, А. И. К вопросу определения количества теплоты, поступающей в систему охлаждения дизеля трактора / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко / Энергет. вестн. : материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения В. Ю. Гессена / Санкт-Петербург. гос. аграр. ун-т ; редкол.: А. Г. Гущинский [и др.]. – СПб., 2009. – С. 286–293.
3. Тарасенко, В. Е. Метод расчета количества теплоты, поступающей в жидкостный теплоноситель системы охлаждения в обобщенных переменных по базовой точке / В. Е. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания: актуальные проблемы и пути решения: материалы Междунар. науч. конф., посвящ. 60-летию автотракт. фак. и 50-летию каф. «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ, Минск, 24–28 окт. 2011 г. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: Г. М. Кухаренок [и др.]. – Минск, 2011. – С. 175–182.

4. Тарасенко, В. Е. Теплонапряженность дизелей сельскохозяйственных тракторов / В. Е. Тарасенко // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 60-летию Белорус. гос. аграр. техн. ун-та и памяти первого ректора БИМСХ (БГАТУ) д-ра техн. наук, проф. В. П. Сулова, Минск, 4–6 июня 2014 г. : в 2 ч. / Бел. гос. аграр. техн. ун-т ; под общ. ред. И. Н. Шило, Н. А. Лабушева. – Минск : БГАТУ, 2014. – Ч. 2. – С. 132–139.
5. Якубович, А. И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Исследования, параметры и показатели / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск : БНТУ, 2014. – 300 с.

Получено 23.12.2015 г.