

Бобер А.В., Возгрин Ю.В., Зарянов В.А., Кузьминский В.А., Лазурко А.В.

## УПРАВЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТЬЮ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА ЗАБОРНОГО ВОЗДУХА НАД РАДИАТОРАМИ

**Актуальность темы.** Для поддержания нормального теплового режима работающего двигателя в диапазоне температур охлаждающей жидкости 105...110 °С, и кратковременно 125...130 °С, в современных объектах военной техники, необходимо создать эффективную систему охлаждения, главной составляющей которой является теплообменное устройство, включающее в себя радиаторы, вентиляторную или эжекторную систему для осуществления движения охлаждающего воздуха через радиаторы.

С увеличением мощности двигателя растет количество теплоты, которое необходимо отвести от его деталей цилиндро-поршневой группы и блока. Решать эту проблему для ВГКМ простым увеличением размеров радиаторов или за счет повышения отбора мощности на прокачку охлаждающей жидкости не представляется возможным в связи с ограниченным объемом моторно-трансмиссионного отделения и возможным ухудшением габаритно-массовых и мощностных характеристик силовой установки. Переход от вентиляторного к эжекторному типу циркуляции охлаждающего воздуха через радиаторы, функционирующему за счет энергии отработавших газов, также не обеспечивает значительного снижения массогабаритных характеристик теплообменных устройств.

**Цель статьи.** Целью данной статьи является исследование вопроса о выборе оптимальной геометрии защитных устройств (заборных сеток, жалюзи) для обеспечения эффективного гашения турбулентного потока охлаждающего воздуха при их минимальном сопротивлении.

Основная часть. При проектировании вентиляторной системы охлаждения необходимо учитывать, что основной ее задачей является создание оптимальных тепловых режимов термически напряженных деталей цилиндропоршневой группы двигателя, а также блока цилиндров и его головки. Применение экономичных, высокофорсированных и надежных двигателей внутреннего сгорания во многом определяется рациональным охлаждением деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к ужесточению требований к радиаторам. Поверхность теплообмена современных радиаторов, применяемых для тяжелой бронетехники, трубчато-пластинчатая; состоит из плоских труб, к которым припаяны тонкие поперечные пластины (ребра). Высокая эффективность таких радиаторов достигается благодаря непосредственному увеличению площади теплоотдающих поверхностей и увеличению коэффициента теплоотдачи ребренной поверхности по сравнению с гладкотрубными радиаторами, причем данный процесс обычно нестабилен вследствие непостоянства температур теплопередающих поверхностей. Ребрение трубок со стороны среды, имеющей небольшое значение коэффициента теплоотдачи, также приводит к интенсификации процесса передачи теплоты. Наличие ребер повышает эффективность и жесткость конструкции, обеспечивает высокую механическую прочность, однако приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления и массы радиатора. При обтекании конвективной части радиатора воздухом вблизи поверхности теплосъема образуется тонкий пограничный слой, поведение которого определяет аэродинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого радиатора происходит резкое увеличение сопротивления [1, 2]. Для уменьшения сопротивления необходимо продлить отрыв, т.е. сместить линию отрыва пограничного слоя как можно дальше назад к задней критической точке. Этим сужается область застойного течения за телом (след за телом), что, как следствие, позволяет уменьшить аэродинамическое сопротивление, однако стоит всегда помнить о снижении эффективности конвективной передачи тепла в основной поток при тонком пограничном слое. Кроме того, установка защитной сетки (жалюзи) над радиаторами приводит к увеличению аэродинамического сопротивления и заметному увеличению энергетических затрат на осуществление течения потока охлаждающего воздуха. В связи с этим весьма актуальным является вопрос о выборе оптимальной геометрии сетки, способной наиболее эффективно гасить турбулентность потока при минимальном сопротивлении. Четких рекомендаций по вопросу геометрии сеток нет, а это, в свою очередь, затрудняет применение оптимальных геометрических конструкций сеток.

При течении охлаждающего воздуха сетка не только подавляет турбулентность набегающего потока  $E_0$ , но и порождает собственную сеточную турбулентность  $E_c$ . При прохождении воздушного потока через сетку гасящее действие основано главным образом на уменьшении масштаба турбулентных

пульсаций и приводит к быстрому затуханию крупномасштабной турбулентности. Но при этом, проходя через сетку, поток образует вихри, порожденные сеточной турбулентностью.

Драйден [3], исходя из предположения, что потери энергии турбулентности при прохождении воздушного потока через сетку пропорциональны коэффициенту гидравлического сопротивления сетки:

$$\zeta = 2\Delta P / \rho v^2, \quad (1)$$

где  $\Delta P$  – потери давления на гидравлическом сопротивлении;  $\rho$  – плотность воздушного потока;  $v$  – скорость воздушного потока,

установил следующее соотношение между интенсивностью турбулентности набегающего потока воздуха  $E_0$  и значением турбулентности  $E_1$  после прохождения потока через сетку:

$$E_1 / E_0 = 1 / \sqrt{1 + \zeta}. \quad (2)$$

Это соотношение позволяет оценить характер изменения турбулентности при прохождении воздушного потока через защитную сетку, которое при малых числах Рейнольдса является определяющим. Суммарная турбулентность воздушного потока за сеткой  $E$ , определяется с учетом турбулентности, порожденной сеткой:

$$E = \sqrt{E_1^2 - E_C^2}. \quad (3)$$

Формула (3) дана Драйденом в предположении, что турбулентность  $E_1$  после прохождения воздушного напора через сетку и собственная турбулентность, вызванная установкой сетки, не связаны между собой. Соотношения (2) и (3) нашли широкое применение в практических расчетах геометрических параметров сеток, используемых для детурбулизации воздушного потока. Значение  $E_C$  определяется по формуле Бетчелора и Таунсенда:

$$E_C = (\zeta / C)^{0.5} [X / M - (X / M)_0]^{-0.5}, \quad (4)$$

где  $C=106$ ;  $(X / M)_0 \approx 10$ .

Однако, как показали более поздние исследования [3, 4], приведенные выше зависимости плохо согласуются с имеющимися экспериментальными данными. Попытки уточнить эти формулы с помощью эксперимента привела к противоречивым результатам. Так, при одном и том же значении коэффициента  $\zeta$  в [3] было получено более сильное по сравнению с формулой (2) подавление турбулентности. В связи с этим можно сделать вывод, что зависимость (4) плохо согласована с опытными данными.

Несмотря на конструктивную простоту защитной сетки, процесс прохождения воздушного потока через неё сложен и до настоящего времени достаточно не изучен.

Исследования процессов перемещения турбулентного потока воздуха через сетку опираются на эмпирическую теорию, которая требует задания определенных констант, что конечно, не проникает глубоко в сущность явления. В связи с этим, при проведении эксперимента необходимо измерять величины, входящие в состав критериев гидродинамического подобия, моделируя перемещения потока воздуха. Поток воздуха через сетку пространственный, вихревой и в значительной степени турбулентный.

При проведении эксперимента необходимо учитывать начальные условия истечения, которые существенно влияют на аэродинамические характеристики турбулентного потока за сеткой. Это позволяет выработать рекомендации по выбору как геометрии сетки, так и места ее установки в потоке, в результате чего можно обеспечить эффективное гашение турбулентности с наименьшими энергетическими затратами.

Характер потока воздуха определяется геометрическими параметрами сетки и зависит от расстояния между сеткой и радиаторами. Основная задача при аэродинамическом теплообмене сводится к определению коэффициента теплоотдачи  $k$ , который зависит от скорости воздуха, формы, положения угла атаки обтекаемого тела, структуры пограничного слоя (ламинарного или турбулентного), физических параметров среды, теплоемкости:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\kappa_0} + \psi \cdot R_{wt} + R_{lt}}, \quad (5)$$

где  $\kappa_0$  – коэффициент теплопередачи чистого радиатора;  $\psi$  – коэффициент оребрения поверхности;  $R_{wt}$  и  $R_{lt}$  – термические сопротивления, учитывающие внутренние и внешние слои загрязнения.

Таким образом, исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что изменяя геометрию сеток, расстояние между сеткой и радиаторами можно изменять масштаб турбулентности набегающего воздушного потока на радиаторы, изменять значение коэффициента гидравлического сопротивления, тем самым улучшая процесс теплообмена.

При повышении мощности двигателя увеличивается количество выделяемого тепла, поэтому, проводя моделирование движения потока воздуха через заборные сетки с оптимально выбранным коэффициентом заполнения воздушным потоком пространства над радиаторами, можно получить рекомендации по геометрическим параметрам заборной сетки.

В результате проведения испытаний определяется эффективность гашения турбулентности потока (т.е. отношение  $E_1/E_0$  уменьшается или увеличивается) не за счет изменения коэффициента  $\zeta$ , а за счет изменения  $E_C$  и расстояния между сеткой и радиатором.

Исследование процессов перемещения турбулентного потока воздуха от сетки к радиаторам опирается на эмпирическую теорию, заданную константами. Эта теория позволяет полностью оценить характер течения турбулентного потока. Модели турбулентного потока, связывающие рейнольдсовы напряжения с градиентом средней скорости, позволяют достаточно точно прогнозировать динамические и тепловые свойства пристеночных течений и течений основного потока воздуха в подводящих каналах и непосредственно на фронтальной поверхности радиатора. Из опыта эксплуатации систем охлаждения силовых установок известно, что течение воздушного потока на входе в радиатор может быть как чисто ламинарным, так и турбулентным. Режим течения, в свою очередь, определяется скоростью потока на входе в теплообменник, который характеризуется поперечным размером проточного канала теплообменника (шагом оребрения) и предварительной турбулизацией, т.е. направлением течения от сетки до радиаторов. Поэтому важно, чтобы воздушный поток заполнял все пространство над радиаторами, что определяется значением коэффициента гидравлического сопротивления сетки  $\zeta$ .

Исходя из экспериментальных данных, при обдуве поверхности радиаторов турбулентный поток воздуха имеет волновой пульсационный характер. Поэтому, при испытании различных конструкций сеток, турбулентность, возникающая после прохождения через сетку, сосредотачивает турбулентный поток с пульсацией скорости в одном направлении. Имея экспериментальные данные по пульсационным характеристикам турбулентного потока, можно смоделировать движение воздуха в каждой точке области течения от выхода через сетку до фронтальной поверхности радиатора, заполняя всю охлаждающую площадь.

Поведение турбулентного потока имеет сложный характер. Поэтому необходимо проведение большого числа замеров и обработки опытных данных для различного рода установившихся турбулентных течений, как свободных, так и течений вблизи поверхности радиатора. Очевидно, что картина течения охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения в первую очередь будет определяться геометрией конструкции заборных сеток, и в каждом случае расчет необходимо проводить, учитывая как можно больше особенностей в модели течения. Также необходимо учитывать присутствие застойной зоны, состоящей из присоединенных вихрей [2]. Разумеется, что такая картина будет отличаться от расчетной, при которой поле скоростей по сечению сердцевины радиатора имеет равномерное распределение, а существующее реальное течение воздушного потока не учитывается. Очевидна необходимость введения коэффициента, учитывающего снижение коэффициента теплоотдачи при неполном заполнении теплоотдающих поверхностей радиатора, как это и предлагается в [1, 2].

Однако, в нашем случае мы можем не полагаться на рекомендации по выбору эмпирического коэффициента полноты теплообмена для схожих конструкций, а получить действительные значения коэффициента на разных режимах течения для данной конструкции.

При этом мы можем полагать, что оптимальное значение турбулентности воздушного потока  $E_C$  целесообразней определять по соотношению между масштабом турбулентности набегающего потока и масштабом собственной турбулентности, порожденной заборной сеткой, при этом за сеткой масштаб турбулентности будет определяться геометрическими размерами сетки и расстоянием от сетки до радиаторов.

Для учета влияния неравномерности потока на характер обдува турбулентным потоком при использовании моделей можно изменить граничные условия на стенке (метод пристеночных функций [2]), либо вводить поправки в линейный масштаб турбулентности. Эти методы дают возможность рассчитать распределение параметров во всей области течения от начала обтекания поверхности до внешней границы пограничного слоя, что позволяет учесть различные эффекты (теплообмен, проницаемость поверхности, влияние шероховатости и др.)

При обтекании радиатора потоком воздуха с более низкой температурой, в соответствии с уравнением Фурье происходит передача теплоты от радиатора путем теплопроводности во внешние слои воздуха. Нагрев происходит до тех пор, пока не установится тепловое равновесие между поверхностями тела, отдающими тепло (радиатор) и воспринимающим тепловую энергию потоком воздуха. Отвод тепла происходит в пограничном слое ламинарного течения теплопроводностью, в зонах переходного и турбулентного течения – конвективным теплообменом [1, 2, 6]. При этом,  $t_{cm} = t_6$ , где  $t_{cm}$  – температура стенки,  $t_6$  – температура восстановления (энтальпия восстановления). Поведение пограничного слоя определяет аэродинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение аэродинамического сопротивления. Простейший пограничный слой, который образуется при обтекании твердой плоской стенки продольным потоком воздуха, является течением только с вязкой неустойчивостью. Эта неустойчивость особенно явно проявляется при течении газа с малой плотностью. Вязкая неустойчивость играет важную роль во взаимодействии воздуха с поверхностью, в частности, при передаче тепловой энергии.

При исследовании обтекания воздушным потоком теплопередающей поверхности турбулентность пограничного слоя за сеткой можно выразить эмпирическими соотношениями (непосредственно связывающую турбулентную вязкость с осредненными параметрами потока), в дальнейшем используя их при новом проектировании. Эмпирические соотношения позволяют определить оптимальные условия работы турбулентного потока за сеткой, если будут заданы геометрические размеры сетки. Также можно определить оптимальное расстояние от сетки до охлаждаемой поверхности и собственную минимальную турбулентность сетки.

На практике при проектировании задаются не геометрические размеры заборной сетки, а место ее установки, обеспечивающее при заданном расстоянии от сетки до охлаждающей поверхности минимальное значение  $E_C$ . В этом случае выбор варианта наиболее эффективного применения сетки связан с поиском оптимальных условий работы сетки заданных геометрических параметров. В связи с этим следует, что при заданном расстоянии до охлаждающей поверхности (с различными геометрическими размерами сетки) при существующих режимах работы применение сетки оказывается более эффективным, т.е. когда значение  $E_C$  является минимальным. Эта характеристика должна стать решающей при выборе геометрических размеров сетки при заранее заданном расстоянии от неё до охлаждающей поверхности. При определении коэффициента теплоотдачи охлаждающей поверхности (см. рис. 1), учитывается вся теплота  $Q$ , отданная поверхностями теплообменника, которая воспринимается охлаждающим воздухом с удельной теплоемкостью  $c(t)$  и плотностью  $\rho(t)$ , проходящим через площадку площадью  $S$  за время  $T$  со скоростью  $V$ ; при этом повышается его тепловая энергия с изменением температуры от начальной  $t_1$  до  $t_2$ .

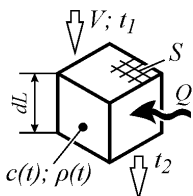


Рисунок 1 – Модель теплообмена

В общем виде для всего канала будем иметь следующее:

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{W}{S} \\ W &= \frac{Q}{T} \end{aligned} \right\} \Rightarrow K = \frac{Q}{T \cdot S}$$

$$\left. \begin{aligned} Q &= c(t) \cdot m \cdot \Delta t \\ \Delta t &= t_2 - t_1 \\ m &= \dot{m} \cdot T \end{aligned} \right\} \Rightarrow Q = c(t) \cdot \dot{m} \cdot T \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{m} &= \rho(t) \cdot V \cdot S \end{aligned} \right\} \Rightarrow K = \frac{c(t) \cdot \rho(t) \cdot V \cdot S \cdot T \cdot (t_2 - t_1)}{S \cdot T} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow K = c(t) \cdot \rho(t) \cdot V \cdot (t_2 - t_1), \tag{6}$$

где  $K$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>;  $W$  – мощность теплового потока, Вт;  $\dot{m}$  – массовый расход воздуха, кг/с [7].

Полученные расчетные значения показали небольшое расхождение с практическими результатами. Для оценки полученных результатов необходимо учитывать, что всё количество теплоты  $Q$  зависит от коэффициента заполнения надрадиаторного пространства, или, в физической интерпретации, от скорости прохождения воздушного потока за сеткой в течении времени  $T$ .

При конструировании объектов бронетехники перед радиаторами обычно устанавливаются заборные броневые жалюзи, основное назначение которых – защита от пуль и осколков во время боевых действий. Если жалюзи установлены на входе воздуха в радиаторы системы охлаждения, они одновременно выполняют роль сеток для снижения турбулентности потока воздуха. С другой стороны, обычно их конструкция такова, что решетки жалюзи имеют сложную замковую форму и создают значительное аэродинамическое сопротивление. В результате заметно уменьшается расход воздуха через радиаторы и в целом может снижаться эффективность системы охлаждения силовой установки.

Для реальной оценки влияния сопротивления входных жалюзи на эффективность системы охлаждения в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» были проведены испытания силовой установки танка Т-84, имеющего эжекционную систему охлаждения двигателя 6ТД-2 мощностью 1200 л.с. Танк был установлен на комплексный стенд испытаний моторно-трансмиссионных отделений [8], валы ведущих колес были подсоединены к нагружающим устройствам стенда, а датчики, предназначенные для измерения теплотехнических параметров – к каналам измерительного комплекса ТН 800.

Испытания проводились при работе двигателя на режиме максимальной мощности при частоте вращения коленвалов  $n_{\text{ов}}=2600$  мин<sup>-1</sup> и включенной 6-ой передаче.

В первом опыте со штатной установкой входных жалюзи при температуре воздуха на входе в радиаторы  $t_{\text{возд}}=24,1$  °С через 30 минут был получен установившийся тепловой режим работы двигателя при температуре охлаждающей жидкости, равной 110,9 °С. Для определения предельной температуры воздуха, при которой силовая установка ещё может функционировать без ограничения мощности двигателя по максимально-допустимой температуре охлаждающей жидкости, была применена следующая формула:

$$t_{\text{возд}}^{\text{пред}} = 130 - t_{\text{ож}} + t_{\text{возд}}, \quad (7)$$

где  $t_{\text{возд}}^{\text{пред}}$  – предельная температура окружающего воздуха для данной системы охлаждения, °С; 130 – максимально-допустимая температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя 6ТД-2, °С;  $t_{\text{ож}}$  и  $t_{\text{возд}}$  – температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и воздуха на входе в радиаторы при установившемся тепловом режиме силовой установки, °С.

В соответствии с полученными результатами, система охлаждения силовой установки данного танка Т-84 со штатной установкой заборных жалюзи может обеспечить, долговременную работу силовой установки на максимальной мощности двигателя при температуре атмосферного воздуха  $t_{\text{возд}}^{\text{пред}}=43,2$  °С.

Второй опыт был проведен с открытыми жалюзи, при этом установившийся режим был получен также через 30 минут, температура воздуха на входе в радиаторы и температура охлаждающей жидкости соответственно составили 23,8 °С и 104,5 °С. После выполненных вычислений предельная температура воздуха для данного варианта системы охлаждения составила  $t_{\text{возд}}^{\text{пред}}=49,3$  °С.

Результаты обоих опытов, проведенных в идентичных условиях – температуры окружающего воздуха и величин нагрузок на ведущие колеса, свидетельствуют, что броневые заборные жалюзи уменьшают эффективность системы охлаждения силовой установки танка Т-84 на 6,1 °С. Очевидно, что в данном случае заборные жалюзи снижают турбулентность потока воздуха на входе в радиаторы, при этом положительный эффект данного мероприятия сводится на нет значительным ухудшением охлаждения радиаторов вследствие уменьшения расхода воздуха из-за большого аэродинамического сопротивления жалюзи.

Повышение эффективности системы охлаждения силовой установки танка Т-84 можно достигнуть применением более перспективных форм решеток заборных броневых жалюзи при доработке их конструкции в плане снижения их аэродинамического сопротивления с проведением широкомасштабных исследований на стендах ГП «ХКБМ».

**Выводы.** Дифференциальное моделирование с использованием эмпирических зависимостей воздушного потока дает более полное представление о движении как турбулентного, так и ламинарного потоков и позволяет решать сложные задачи теплообмена, учитывающие практически все тепловые и динамические процессы, происходящие в теплообменных устройствах.

Анализ материалов, изложенных в данной статье, позволяет более полно обобщать критерии движения турбулентного потока при охлаждении радиаторов и определять эффективность системы охлаждения с целью рационального выбора геометрии элементов, влияющих на перенос тепла в теплообменных устройствах на начальных этапах проектирования и разработки систем охлаждения силовых установок. Также позволяет учитывать и составлять эмпирические соотношения для получения, кроме геометрического подобия, полной динамики движения воздушного потока при охлаждении поверхностей теплообменников.

Проведенными испытаниями определено, что применяемые на танках Т-80УД и Т-84 заборные броневые жалюзи при снижении турбулизации потока воздуха и улучшении процесса съема тепла с поверхности радиаторов, всё же уменьшают расход воздуха на охлаждение вследствие их высокого аэродинамического сопротивления. Установлено, что применение жалюзи штатной конструкции снижает эффективность системы охлаждения танка Т-84 на 6,1 °С.

#### Литература

1. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах. / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярко. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 411 с.
3. Лебига В.А., Черных В.В. Исследование воздействия сеток на характеристики турбулентного потока. // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1972.Т8, №2, С. 47–53.
4. Дербунович Г.И., Земская А.С., Репик Е.У., Соседко Ю.П. Использование сеток для управления структурой турбулентного потока в аэродинамических трубах. // Учен. Зап. ЦАГИ. 1982.Т13, №1, С. 11–20.
5. Дербунович Г.И., Земская А.С., Репик Е.У., Соседко Ю.П. К вопросу о гидравлическом сопротивлении сеток.// Учен. Зап. ЦАГИ. 1980.Т11, №2, С. 113–136.
6. Автотракторные радиаторы / – Л., Машиностроение, 1978. – 193с.
7. Возгрин Ю.В., Ковалев М.С., Кузьминский В.А., Лазурко А.В., Мормило Я.М., Чучмарь И.Д. Комплексное исследование зависимости эффективности теплообмена в системе охлаждения от варьирования входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечноэлементного моделирования. / «Механіка та машинобудування» // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ», 2013, №4, С. 54–61.
8. Климов В.Ф., Кузьминский В.А., Ярмач Н.С., Жменько Р.В. Исследование потерь мощности в трансмиссии танка Т-80УД. / «Механіка та машинобудування» // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ», 1999, №2, С. 207–211.

#### Bibliography (transliterated)

1. Kalinin E.K. Intensifikatsiya teploobmena v kanalah. E.K. Kalinin, G.A. Dreytser, S.A. Yarko. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 208 p.
2. Shlihting G. Teoriya pogranichnogo sloya. G. Shlihting. – M.: Nauka, 1969. – 411 p.
3. Lebiga V.A., Chernyih V.V. Issledovanie vozdeystviya setok na harakteristiki turbulentnogo potoka. Izv. SO AN SSSR. Ser. tehn. nauk. 1972.T8, #2, P. 47–53.
4. Derbunovich G.I., Zemskaya A.S., Repik E.U., Sosedko Yu.P. Ispolzovanie setok dlya upravleniya strukturoy turbulentnogo potoka v aerodinamicheskikh trubah. Uchen. Zap. TsAGI. 1982.T13, #1, P. 11–20.
5. Derbunovich G.I., Zemskaya A.S., Repik E.U., Sosedko Yu.P. K voprosu o gidravlicheskom soprotivlenii setok. Uchen. Zap. TsAGI. 1980.T11, #2, P. 113–136.
6. Avtotraktornyye radiatoryi – L., Mashinostroenie, 1978. – 193 p.
7. Vozgrin Yu.V., Kovalev M.S., Kuzminskiy V.A., Lazurko A.V., Mormilo Ya.M., Chuchmar I.D. Kompleksnoe issledovanie zavisimosti effektivnosti teploobmena v sisteme ohlazhdeniya ot varirovaniya vhodnyih velichin v shirokom rabochem diapazone metodami konechnoelementnogo modelirovaniya. «Mehanika ta mashinobuduvannya». Naukovo-tehnichniy zhurnal. Harkiv: NTU «HPI», 2013, #4, P. 54–61.
8. Klimov V.F., Kuzminskiy V.A., Yarmak N.S., Zhmenko R.V. Issledovanie poter moschnosti v transmissii tanka T-80UD. «Mehanika ta mashinobuduvannya». Naukovo-tehnichniy zhurnal. Harkiv: NTU «HPI», 1999, #2, P. 207–211.

УДК 623. 438. 14

Бобер А.В., Возгрін Ю.В., Зарянов В.А., Кузьминський В.А., Лазурко О.В.

#### УПРАВЛІННЯ ІНТЕНСИВНІСТЮ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКУ ЗАБИРАЄМОГО ПОВІТРЯ НАД РАДІАТОРАМИ

У статті проведено дослідження процесів теплообміну, що дозволяє вирішувати складні задачі передачі тепла, враховуючи практично всі теплові та динамічні процеси, які відбуваються у теплообмінних пристроях силових установок з метою складання довідкових залежностей для раціонального вибору геометрії теплообмінних пристроїв на початкових етапах проектування.

Bober A.V., Vozgrin Yu.V., Zarianov V.A., Kuzminsky V.A., Lazurko O.V.

#### **INTENSITY CONTROL OF THE INTAKE AIR TURBULENT FLOW OVER RADIATORS**

This article deals with heat transfer processes that can solve complex problems of heat transfer, taking into account almost all the thermal and dynamic processes that occur in the heat exchangers of power plants in order to create reference dependencies for efficient choice of heat exchangers geometry at the early stages of design.