

УДК 621.431.74

А.Г. Клименко*Севастопольский национальный технический университет**Ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: emss@stal.sebastopol.ua***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Анализируется влияние параметров охлаждающей воды при ее испарении на эффективность охлаждения воздуха.

Основными проблемами практического применения испарительного охлаждения воздуха дизелей являются необходимость снятия климатических ограничений применимости испарительных методов охлаждения (например, предварительное осушение воздуха и др. методы); снижение расхода воды на подпитку испарительного контура охладителей; повышение эффективности испарительного охлаждения.

Системы испарительного охлаждения основаны на прямом контакте воздушного и водяного потоков. Поскольку, наряду с охлаждением воздуха, он в данном случае увлажняется, использование испарительного охлаждения для обеспечения необходимых параметров воздуха затруднено и рассчитано, преимущественно, на условия сухого и жаркого климата, что не всегда возможно в судовых условиях.

Снижение расхода воды при условии сохранения степени охлаждения осуществляется путем подогрева воды перед форсункой, что значительно улучшает качество её распыливания при меньших затратах мощности на её подачу. Одновременно с этим, при одинаковом эффекте охлаждения (по сравнению с подачей воды без подогрева) значительно уменьшается расход подводимой к форсунке воды, так как при подаче подогретой воды затраты энергии на её испарение будут значительно меньше, а качество распыливания – выше.

Целью настоящей работы является определение условий, при которых глубина охлаждения воздуха будет максимальной при минимальных расходах воды, подаваемой на его охлаждение.

Проведённые предварительные исследования показали, что для обеспечения подачи распыленной воды через форсунку вихревого типа её расход зависит от давления, т.е. скорости истечения. Зависимость расхода воды через форсунку при различных давлениях и температуре воды 20 °С показана на рисунке 1. Из рисунка следует, что интенсивность испарения снижается при увеличении давления подаваемой воды.

Последующие опыты показали, что подогрев воды оказывает значительное влияние на скорость её истечения из форсунки (следовательно – расход), а также на дисперсность факела.

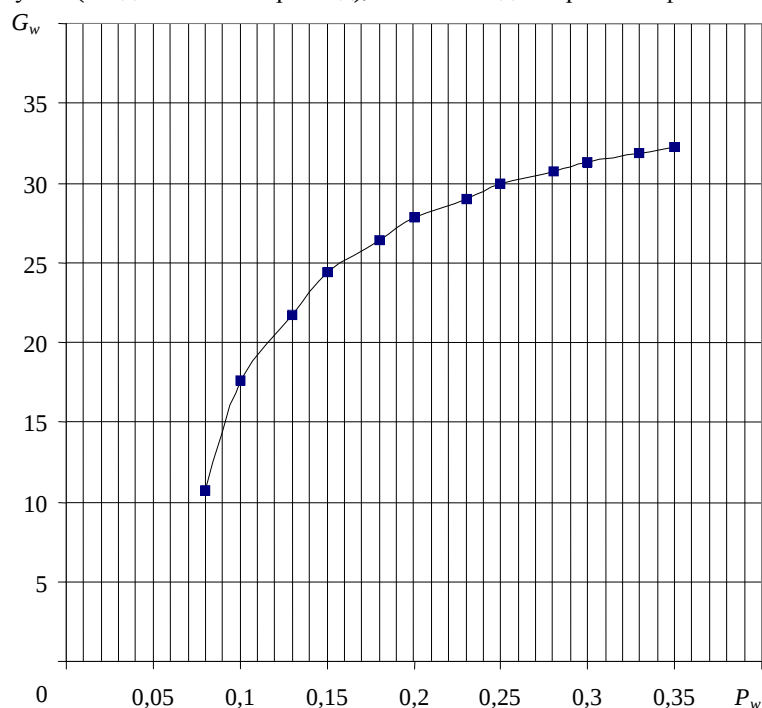


Рисунок 1 – Зависимость расхода воды от давления в гидрофоре при $t_w = 20^\circ\text{C}$

Подогрев подаваемой на форсунку воды не требует больших затрат энергии, так как её подачу можно осуществлять непосредственно из системы охлаждения двигателя, а при необходимости – дополнительным источником подогрева может служить выхлопная система дизеля.

Подогретая вода подаётся на форсунку под давлением p_f , превышающем давление насыщенных паров p_{np} при температуре перегрева, в связи с чем вода на входе в форсунку не кипит. В процессе истечения в воздухе происходит интенсивное парообразование с отводом теплоты от воздуха, т.к. расход теплоты на парообразование значительно больше, чем энтальпия распыливаемой воды.

На рисунках 2, 3 показаны зависимости температур охлажденного и не охлажденного наддувочного воздуха. Испарительное охлаждение может быть достаточно эффективным при комплексном подходе к решению проблемы выпадения водяного конденсата во впускном коллекторе двигателя.

Полученная зависимость предельных значений водо-воздушного отношения $\mu = G_{cool}^{впр} / G_{air}$ от степени повышения давления в компрессоре (рисунок 5) свидетельствует о том, что возможности охлаждения воздуха ограничиваются количеством подаваемой форсункой воды. Очевидно, что с повышением влажности воздуха эти возможности будут ещё меньше.

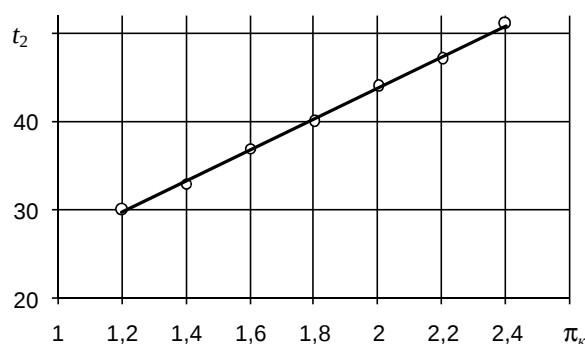


Рисунок 2 – Температура охлажденного воздуха за компрессором, $t_1, ^\circ\text{C}$

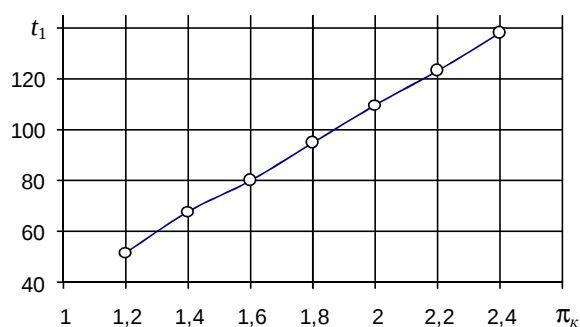


Рисунок 3 – Температура не охлажденного воздуха за компрессором, $t_2, ^\circ\text{C}$

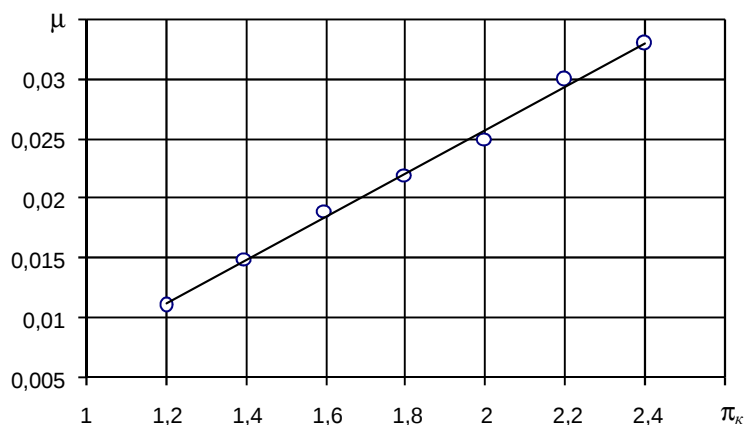


Рисунок 4 – Зависимость предельных значений водо-воздушного отношения $\mu = G_{cool}^{впр} / G_{air}$ от степени повышения давления в компрессоре π_k

Вопрос о количестве воды, подаваемой в наддувочный воздух, и о соотношении между жидкой и паровой фазами воды перед поступлением ее с воздухом в цилиндры дизеля решают в зависимости от конкретных задач, стоящих перед испарительным охлаждением [3].

Если при впрыске воды охлаждение воздуха, как правило, одна из главных целей, то другими (основными или вспомогательными) могут быть; повышение мощности и экономичности ДЭУ, снижение токсичности отработавших газов (ОГ), организация «внутреннего» охлаждения дизеля и т. д. При этом, граничные условия должны включать в себя следующие требования: полное испарение впрыскиваемой воды во впускном коллекторе для сохранения ресурса клапанов на заданном уровне; достижение максимально возможной глубины охлаждения при минимальном расходе впрыскиваемой воды; сохранение интенсивности коррозионного износа деталей ЦПГ на уровне, соответствующем скорости износа при обычном охлаждении воздуха и т.д. Известно, что количество впрыскиваемой в

наддувочный воздух воды G_{cool}^{np} изменяется в весьма широких пределах и составляет в зависимости от типа дизеля и значения α , с которым он работает, на номинальной нагрузке, от 1 до 9 % по отношению к расходу воздуха G_{air} или 20...200 % по отношению к расходу топлива B .

Перегретая вода подается в форсунку под давлением p_ϕ , превышающим давление насыщенных паров $p_{н.п.}$ при температуре перегрева, и на входе в форсунку вода не кипит. В процессе истечения поток воздуха с $p_\phi < p_{н.п.}$ происходит интенсивное парообразование со значительным отводом теплоты от наддувочного воздуха. При этом температура воздуха снижается, так как расход теплоты на образование пара больше энтальпии распыливаемой воды. Известно, что влагосодержание воздуха во впускном тракте дизеля до впрыска в него воды определяется выражением

$$d_1 = 622 \frac{p_{n1}}{p_1 - p_{n1}},$$

где p_1 – давление неохлажденного воздуха во впускном тракте дизеля; p_{n1} – парциальное давление водяных паров в неохлажденном воздухе, которое с учетом относительной влажности этого воздуха ϕ_1 и парциального давления насыщенных паров p_{nn1} при температуре неохлажденного воздуха T_1 подсчитывается по формуле

$$p_{n1} = \phi_1 \cdot p_{nn1}.$$

Тогда влагосодержание охлажденного воздуха d_2 перед клапанами цилиндров может быть найдено из выражения

$$d_2 = d_1 + \mu(1 + d_1),$$

а степень насыщения его водяными парами Ψ_2 подсчитана как

$$\Psi_2 = d_{n2}/d_{н.п2},$$

где d_1 – влагосодержание неохлажденного воздуха; $\mu = G_{cool}^{np}/G_{air}$ – водо-воздушное отношение $d_{н.п2}$ – влагосодержание воздуха в состоянии насыщения при температуре, соответствующей температуре охлажденного воздуха T_2 ; d_{n2} – паросодержание охлажденного воздуха, определяемое по формуле

$$d_{n2} = d_1 + \mu J(1 + d_1).$$

Для отсутствия капельной влаги в воздушном заряде перед клапанами необходимо достичь наибольшей глубины охлаждения наддувочного воздуха, характеризуемой максимальной разностью температур неохлажденного t_1 и охлажденного t_2 воздуха при минимальных расходах воды. Данная задача будет решаться путем проведения большого количества опытов при изменении давления воздуха и температуры воды, подаваемой перед компрессором.

Выводы

1. Использование высокотемпературного испарительного охлаждения воздуха не требует больших капитальных затрат на проведение модернизации.
2. Высокотемпературное охлаждение обеспечивает большую эффективность по увеличению весового расхода воздуха по сравнению с традиционной, использующей воду при температуре окружающей среды.
3. В целях уменьшения расходов воды на охлаждение воздуха целесообразно в дальнейшем провести исследования на горячем двигателе.

Библиографический список

1. Клименко А.Г. Анализ и выбор оптимальных способов охлаждения воздуха корабельных дизелей / А.Г.Клименко // Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. — Севастополь, 2002. — Вып. 5. — С. 197–202.
2. Гольтраф И. С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях / И.С. Гольтраф. — Л.: Судостроение, 1966. — 200 с.
3. Клименко А.Г. Влияние испарительного охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6чн18/22 на весовой расход воздуха g_v / А.Г. Клименко // Вестник СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь, 2008. — Вып. 87. — С. 111–114.

Поступила в редакцию 20.10.2008 г.