

УДК 621.431.74

А.Г. Клименко*Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: emss@stal.sebastopol.ua***ВЛИЯНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДИЗЕЛЯ 6ЧН18/22 НА ВЕСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА G_v** *Анализируются опытные данные сравнительных испытаний влияния рекуперативной и испарительной систем охлаждения дизеля 6ЧН18/22 на весовой расход воздуха.*

Увеличение линейных размеров цилиндров и рост форсировки рабочего процесса за счет наддува современных дизелей привели к повышению тепловой и механической напряженностей ряда ответственных деталей и элементов узлов дизеля.

Для современных форсированных дизелей характерно сокращение разрыва между действующими значениями тепловых и механических напряжений и предельно – допустимыми нормами для них. Поэтому современные форсированные двигатели, как правило, обладают относительно малым запасом на возможные эксплуатационные перегрузки по тепловым и механическим напряжениям, что возлагает особую ответственность на судовых механиков в вопросах правильного выбора режима работы дизеля.

С увеличением нагрузки тепловая напряженность дизеля возрастает. В эксплуатации нельзя допускать выход дизеля на перегрузочный режим, так как он характеризуется увеличением средней температуры цикла и высокими тепловыми напряжениями деталей цилиндропоршневой группы, и в первую очередь – днища поршня. Это может привести к трещинам в деталях цилиндропоршневой группы и, в результате перегрева, – заклиниванию поршня.

У дизелей, работающих по нагрузочной характеристике, температура выпускных газов t_g является надежным эксплуатационным показателем напряженности цилиндра.

Ограничение нагрузки при этом рассматривается с позиций сохранения механической и тепловой напряженности на допустимом уровне. Изменение этих напряженностей у конкретного дизеля зависят от степени изменений подачи топлива, параметров воздуха, условий смесеобразования и фактора времени, влияющих на момент воспламенения топлива относительно верхней мертвой точки, и сопровождаются соответствующими изменениями расхода воздуха G_v , показателей динамики дизеля (максимальное давление цикла p_z , скорость нарастания давления и т.п.).

Поскольку механические и тепловые нагрузки дизеля в эксплуатации непосредственно не контролируются, а ограничение нагрузки по многим показателям затруднено, можно ориентироваться на параметры, характеризующие изменение p_z и t_g .

Следует отметить, что применение эффективных схем охлаждения наддувочного воздуха форсированных по наддуву дизелей преследует цель не только сохранения или увеличения номинальной (максимальной) мощности, но и обеспечения заданных ресурсных характеристик дизелей и снижения их тепловых и механических нагрузок (особенно при неспецификационных условиях эксплуатации*).

Целью настоящего исследования является анализ преимуществ испарительного охлаждения наддувочного воздуха по сравнению с традиционным рекуперативным способом на примере одного из важнейших параметров форсировки дизелей – весового расхода воздуха G_v .

Последние исследования свидетельствуют о том, что при использовании испарительного охлаждения наддувочного воздуха в тропических условиях возможно сохранение энергетических показателей работы дизеля на уровне паспортных [1].

Эта задача решается в основном за счет увеличения (или сохранения на должном уровне) давления наддува p_c и организации в цилиндре дизеля эффективной продувки камеры сгорания. Такой эффект может быть достигнут увеличением массового расхода воздуха G_v , коэффициента наполнения η_n и выбором оптимальных условий газораспределения.

Коэффициент наполнения цилиндра двигателя представляет собой отношение весового количества воздуха G_v , поступившего в цилиндр в период наполнения и оставшегося в нем в начале сжатия, к тому весовому количеству его G_0 , которое могло бы находиться в рабочем объеме цилиндра V_s при давлении p_0 и температуре T_0 (при условиях окружающей среды), т.е.

$$\eta_n = G_v / G_0.$$

Известно, что коэффициент наполнения возрастает в следующих случаях:

* В соответствии с ГОСТом 10448-80 нормальными параметрами окружающего воздуха для поршневых двигателей считаются: атмосферное давление воздуха $p_0=0,103$ МПа, температура воздуха $T_0=300$ К и относительная влажность $\phi_0=0,7$.

1) с увеличением $\frac{p_a}{p_{кц}}$ отношения давления воздуха в цилиндре в начале сжатия p_a к давлению перед цилиндром $p_{кц}$;

2) с уменьшением $\frac{p_r}{p_{кц}}$ отношения давления газов в цилиндре в конце выпуска p_r к давлению перед цилиндром $p_{кц}$;

3) с уменьшением подогрева воздуха при наполнении цилиндра, т.е. с уменьшением величины Δt ;

4) с уменьшением коэффициента остаточных газов γ ;

5) с уменьшением температуры остаточных газов T_r .

Вместе с тем, значение среднего эффективного давления в цилиндре дизеля p_e прямо пропорционально мощности дизеля, удельному весу поступающего в цилиндры воздуха γ и обратно пропорционально изменению его температуры T [2], тогда

$$\frac{N_{\gamma_0}}{N_{\gamma}} = \frac{T}{T_0} = \frac{1}{\gamma_0},$$

где N_{e0} , γ_0 , T_0 – эффективная мощность, плотность и температура воздуха, поступающего в цилиндры дизеля при стандартных внешних условиях; N_e , γ , T – эффективная мощность, плотность и температура воздуха, поступающего в цилиндры дизеля при фактических внешних условиях.

Чувствительность к атмосферным условиям зависит от типа дизеля, величины коэффициента избытка воздуха, особенностей системы наддува. Если исходный режим характеризуется уменьшенной подачей топлива, то обороты n и мощность N_e дизеля при различных наружных условиях могут не меняться.

Количественно значения γ и T определяются качеством и эффективностью системы охлаждения наддувочного воздуха, или весовым зарядом воздуха G_b .

Очевидно, что G_b зависит от условий продувки цилиндра. Кроме того, следует учесть, что от t_k существенно зависит теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы.

При возрастании величины G_b для сохранения надежности требуется уменьшение угла опережения подачи топлива. Работа с повышенной плотностью воздуха связана с увеличением давлений в цилиндре в начале сжатия p_a и при сгорании p_z , что, в свою очередь, ведет к росту механической и тепловой напряженности дизеля. Последнее объясняется большой плотностью газа в цилиндре и интенсификацией теплоотвода от газов в стенки втулки, поршня, крышки. Рост температуры этих деталей ведет к закоксовыванию колец, перегреву крышек, поршней, втулок.

Степень охлаждения наддувочного воздуха в значительной мере влияет на массовый расход воздуха через дизель, и, как следствие, на его энерго-экономические показатели.

На основании многочисленных опытных данных проведем сравнительный анализ влияния степени охлаждения наддувочного воздуха на весовой расход воздуха G_b через дизель 6ЧН18/22 при испарительном и традиционном рекуперативном способах охлаждения наддувочного воздуха.

Влияние температуры воздуха в ресивере t_s на его массовый расход G_b определялось на дизеле 6ЧН18/22, оснащенном рекуперативной и испарительной системами охлаждения наддувочного воздуха с подачей распыленной воды при помощи форсунки вихревого типа, установленной перед компрессором.

Расход воздуха определялся диафрагмой диаметром 80 мм в соответствии с требованиями Правил 27 – 74 Комитета стандартов, мер и измерительных приборов. Температура воздуха после компрессора t_k и на входе в цилиндры $t_{кц}$ измерялась тарированными ртутными термометрами с ценой деления 1°C . Температура выхлопных газов t_r контролировалась с помощью хромельалюмелевых термопар.

По результатам испытаний проводился сравнительный анализ влияния испарительного и рекуперативного способов охлаждения наддувочного воздуха на массовый расход воздуха G_b на установившихся режимах работы дизеля в трех случаях: когда эффективная мощность $N_e = \text{const}$, давление воздуха в компрессоре $p_k = \text{const}$ и температура газов перед турбиной $t_r = \text{const}$. При этом внешние условия оставались неизменными.

Как показали результаты исследований рекуперативного и испарительного способов охлаждения с дизелем 6ЧН18/22 (рисунки 1 – 3), понижение температуры наддувочного воздуха путем впрыска воды приводит к резкому изменению G_b от t_s .

При небольших степенях охлаждения параметр G_b дизеля с системой испарительного охлаждения воздуха имеет большую величину по сравнению с рекуперативной. С повышением степени охлаждения эта разница увеличивается (рисунок 1).

С увеличением расхода воздуха в испарительной системе охлаждения Δt возрастает значительно, в результате чего, G_b с понижением t_s уменьшается более интенсивно. Понижение t_s в режиме $t_r = \text{const}$ сопровождается увеличением разности $t_{cr} - t_a$, а с испарительным охлаждением – пропорционально $t_{cr} - t_a$.

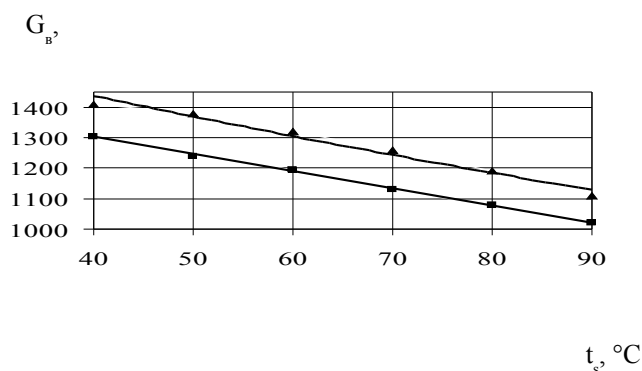


Рисунок 1 – Зависимость массового расхода воздуха G_v от температуры наддувочного воздуха t_s двигателя 6ЧН18/22 при $N_e = 200 \text{ кВт} = \text{const}$:

▲ – испарительная система охлаждения;

■ – рекуперативная система охлаждения

Анализ кривых, изображенных на рисунках 1 – 3 показывает, что на всех исследуемых режимах работы дизеля 6ЧН18/22 первоначальная величина разности между $(G_v)_n$ и $(G_v)_p$ практически сохраняется постоянной и составляет для $t_s = 85$ примерно 2...3 %.

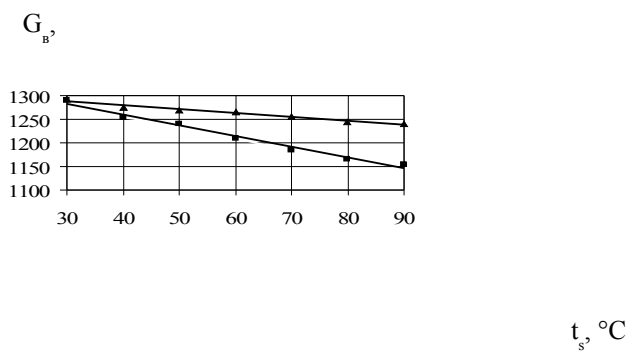


Рисунок 2 – Зависимость G_v от температуры наддувочного воздуха двигателя 6ЧН18/22 при $p_k = 0.17 \text{ МПа} = \text{const}$:

▲ – испарительная система охлаждения;

■ – рекуперативная система охлаждения

Увеличение массового заряда воздуха с понижением t_s существенно зависит от характера протекания кривых $G_v = f(t_s)$, и способа охлаждения.

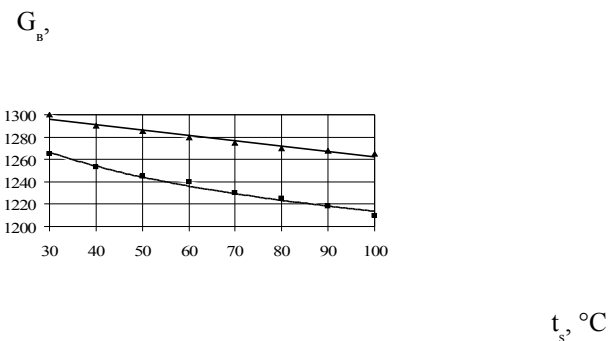


Рисунок 3 – Зависимость G_v от температуры наддувочного воздуха двигателя 6ЧН18/22 при $t_r = 510 ^\circ\text{C} = \text{const}$:

▲ – испарительная система охлаждения;

■ – рекуперативная система охлаждения

Для всех исследуемых режимов работы испарительная система обеспечивает большую плотность заряда воздуха, поступающего в цилиндры дизеля. При небольших степенях охлаждения максимальная разница между расходом воздуха с испарительной $G_{ви}$ и рекуперативной $G_{вр}$ системами получается в режиме $T_t = \text{const}$ и минимальная – при $N_e = \text{const}$. Наибольшая величина разности $G_{ви} - G_{вр}$ при $T_t = \text{const}$ обусловлена благоприятным влиянием испарительного охлаждения путем впрыска воды перед компрессором на совместную работу дизеля с агрегатом наддува.

С введением испарительного охлаждения, располагаемая энергия газов возрастает, а затраты энергии на сжатие одного килограмма воздуха уменьшаются.

При $p_k = \text{const}$ понижение t_s от 85 до 40°C сопровождается увеличением массового заряда воздуха через дизель 6ЧН18/22 с рекуперативной системой на 3 % и испарительной – на 7,5 %.

Выводы

1. Применение системы испарительного охлаждения наддувочного воздуха не требует больших капитальных затрат на проведение модернизации.

2. Испарительное охлаждение обеспечивает большую эффективность по увеличению весового расхода воздуха при высоких температурах окружающего воздуха и позволяет гарантированно без повышения теплонапряженности дизеля достигать паспортных значений номинальной (максимальной) мощности, что немаловажно для форсированных наддувом дизелей.

3. Испарительная система охлаждения наддувочного воздуха более эффективна на номинальных или близких к ним режимах работы дизеля.

4. В целях уменьшения расходов воды на охлаждение воздуха целесообразно в дальнейшем провести исследования при подачи подогретой воды на водяную форсунку.

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. 38. — С. 197 – 202.

2. Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях / И.С. Гольтраф. — Л.: Судостроение, 1966. — 200 с.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.