

ня отмечена на краю выемки в днище поршня (точка 3п). Сравнительно низкая температура перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами ($210\text{--}215^{\circ}\text{C}$) при повышенной температуре воды указывает на возможность длительной работы двигателя на таком режиме без закоксуывания колец.

Сравнивая температурные поля поршня и гильзы цилиндра, можно отметить, что периферия днища поршня имеет большую температуру (точка 5п) на стороне, обращенной к более нагретой части гильзы (точка 7в).

Результаты исследования показывают, что уровень температур деталей, образующих рабочий объем цилиндра, при высокотемпературном охлаждении находится ниже предельно допустимых значений с точки зрения механической прочности материала деталей. Это позволяет сделать вывод, что тепловое состояние деталей двигателя А-41 не может являться препятствием для перевода его на работу с температурой воды $115\text{--}120^{\circ}\text{C}$.

Л и т е р а т у р а

1. Генбом Б.Б., Дробот Ю.И. Влияние содержания серы в дизельном топливе на износ цилиндра двигателя. — "Докл. Львов. политехн. ин-та", т. II, вып. 1. Львов, 1957.

В.С. Глушаков, А.Н. Сарапин, Л.Н. Крагель

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

В статье освещаются результаты экспериментальных исследований по поиску наиболее рационального способа жидкостного охлаждения гильз цилиндров тракторного дизеля, при котором достигалась бы наибольшая равномерность температуры гильз цилиндров и исключалось их местное переохлаждение. Объектом исследований являлся перспективный тракторный двигатель Д-240. Охлаждение гильз цилиндров этой модели двигателя осуществляется путем принудительной циркуляции жидкости через рубашку блока цилиндров.

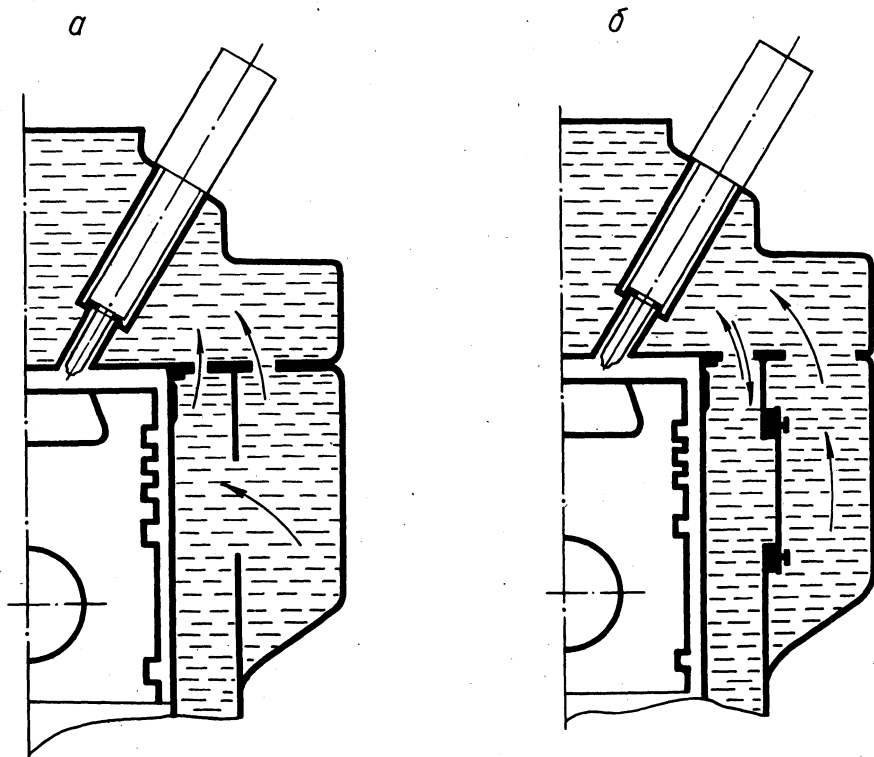


Рис. 1. Схема системы охлаждения двигателя:
 а — при принудительном охлаждении гильз; б — при конвективном охлаждении гильз.

Исследования проводились как с обычной системой охлаждения с принудительным охлаждением гильз, так и с опытной, при которой гильзы цилиндров охлаждались посредством свободного конвективного теплообмена. В такой системе охлаждающая жидкость из водораспределительного канала поступает в головку блока, а гильзы охлаждаются в результате термосифонной циркуляции жидкости в блоке цилиндров. Переход к опытной системе охлаждения осуществлялся на одном и том же двигателе путем установки заглушек в отверстия, соединяющие рубашку блока цилиндров с водораспределительным каналом, а ряд отверстий, соединяющих рубашку блока цилиндров с рубашкой головки блока, были расширены для обеспечения более интенсивной термосифонной циркуляции жидкости (рис. 1).

Сравнительная оценка этих способов охлаждения гильз цилиндров осуществлялась как по их теплонапряженности методом термометрирования, так и по мощностным и экономическим показателям двигателя. Для определения характера распределения температур по рабочей поверхности в гильзы каждого цилиндра было установлено по 16 термопар, изготовленных из медной и константановой проволоки диаметром 0,23 мм. Установка термопар в гильзы была выполнена по четырем сечениям в четырех поясах на глубину 1,5 мм от рабочей поверхности гильзы.

Результаты термометрирования гильз цилиндров двигателя Д-240 при различных способах охлаждения приведены на рис. 2, 3, 4.

Как показали опыты, при обычной системе охлаждения наблюдается большая неравномерность температурного поля гильз как по окружности в верхнем поясе, так и по высоте. Так, на режиме $N_e = 80$ л.с., $n = 2200$ об/мин и температуре охлаждающей жидкости 80°C (рис. 2) неравномерность температур по окружности в верхнем поясе рабочей поверхности гильз всех цилиндров составляет $16\text{--}50^\circ\text{C}$. Со стороны подвода охлаждающей жидкости температура гильз минимальная и составляет $106\text{--}114^\circ\text{C}$. Максимальная температура гильз соответствует участкам, расположенным между цилиндрами, и составляет $136\text{--}164^\circ\text{C}$.

При снижении нагрузки до 70% от максимальной минимальная температура гильз снижается до $97\text{--}106^\circ\text{C}$, а максимальная — до $119\text{--}144^\circ\text{C}$. Следовательно, все гильзы при рекомендуемых значениях температур охлаждающей жидкости 80°C имеют переохлажденные участки со стороны подвода охлаждающей жидкости.

Участки гильз с максимальными температурами рабочей поверхности расположены в зонах между цилиндрами, и, следовательно, наибольший перепад температур создается на малом участке ($1/4$ периметра гильзы), что вызывает появление условий, вызывающих коробление и деформацию гильз, а также способствующих повышенному механическому (контактному) износу. Со стороны, обратной подводу охлаждающей жидкости, температура гильз всех цилиндров находится в пределах $126\text{--}132^\circ\text{C}$.

Большая неравномерность температур рабочей поверхности гильз имеет место и по высоте. Так, на мощности $N_e = 80$ л.с. при $n = 2200$ об/мин максимальная неравномерность температур всех цилиндров составляет $32\text{--}62^\circ\text{C}$. Значительная

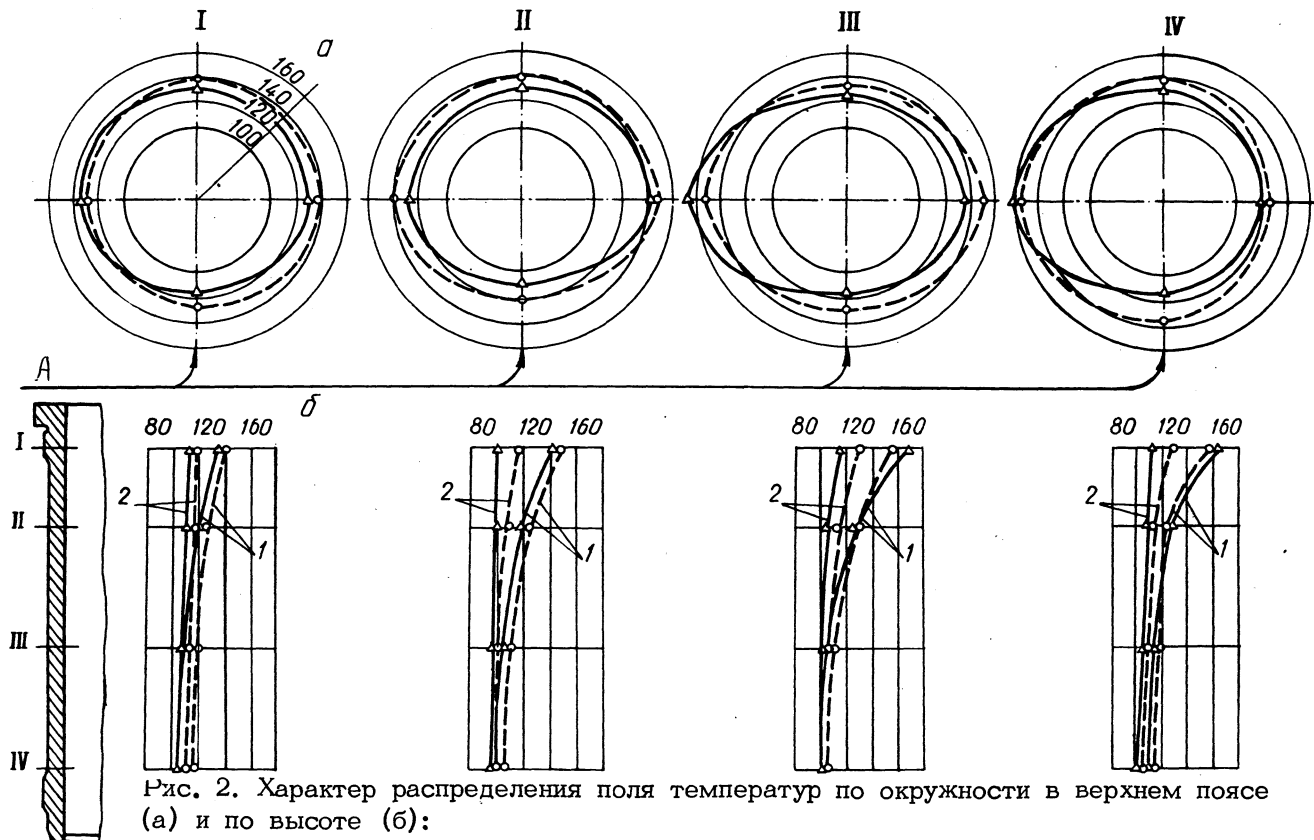


Рис. 2. Характер распределения поля температур по окружности в верхнем поясе (а) и по высоте (б):

△—△—△ — при принудительном охлаждении гильз; ○—○—○ — при конвективном охлаждении гильз; 1— в зоне максимальных температур; 2— в зоне минимальных температур; А—подвод охлаждающей жидкости к гильзам цилиндров.

разница в температурах по высоте гильз цилиндров вызвана различным временем контакта рабочей поверхности гильз с газами, имеющими переменные параметры. Кроме того, наличие центрирующего пояса, не омываемого охлаждающей жидкостью, затрудняет отвод тепла в верхней части гильзы. У нижнего уплотнительного пояса температура гильз минимальная 96—110°C и приближается к температуре охлаждающей жидкости.

Такая неравномерность температурного поля гильз цилиндров как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте является следствием неудачно организованного их охлаждения.

Выявленные недостатки существующей системы принудительного охлаждения гильз цилиндров двигателя Д-240 частично устраняются путем ее переоборудования в систему с охлаждением гильз методом термосифонной циркуляции находящейся в рубашке блока цилиндров жидкости, при сохранении принудительной циркуляции охлаждающей жидкости только в головке блока.

Как показали результаты сравнительных исследований обычной и опытной систем охлаждения, неравномерность распределения температурного поля гильз цилиндров значительно уменьшается вследствие исключения направленного движения охлаждающей жидкости к гильзам цилиндров. При этом незначительно повышается общий температурный уровень рабочей поверхности гильз цилиндров из-за уменьшения коэффициента теплоотдачи от гильз к жидкости, однако этот уровень не превышает максимальных значений температур при принудительном охлаждении гильз. В отдельных точках гильз, расположенных на продольной оси двигателя, температура рабочей поверхности верхнего пояса гильз снижается. Это свидетельствует о том, что площадь соединительных отверстий, расположенных в привалочной плоскости блока цилиндров, не является оптимальной. При расширении проходных отверстий в опытной системе охлаждения максимальная температура рабочей поверхности верхнего пояса гильз снизилась на 2—10°C. Максимальная температура верхнего пояса гильз на режиме $N_e=80$ л.с. при $n = 2200$ об/мин и при температуре охлаждающей жидкости 80°C составляет 135—158°C, минимальная 120—129°C.

Анализ результатов исследований принудительного и конвективного способов охлаждения гильз цилиндров указывает на значительное снижение неравномерности температур как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте гильз. Так, не-

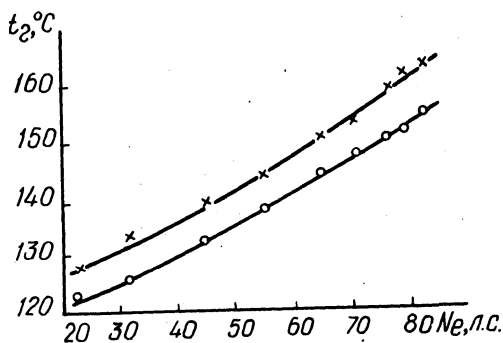


Рис. 3. Зависимость максимальной температуры верхнего пояса внутренней поверхности гильзы 3-го цилиндра от нагрузки двигателя:
 x—x—x — при принудительном охлаждении гильз;
 o—o—o — при конвективном охлаждении гильз (эти же обозначения верны и для рис. 4).

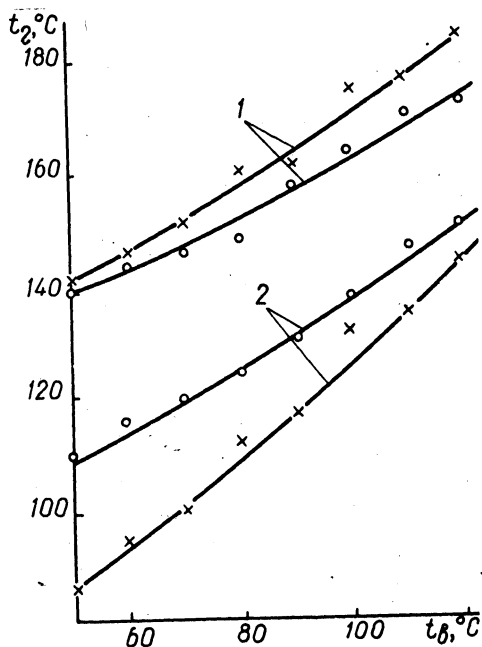


Рис. 4. Зависимость максимальной (1) и минимальной (2) температуры верхнего пояса гильзы 3-го цилиндра от теплового состояния двигателя.

равномерность распределения температур в верхнем поясе гильз при переходе на конвективное охлаждение снизилась в 1,6—2 раза по сравнению с аналогичными участками гильз при принудительном охлаждении. Неравномерность температур по высоте при этом уменьшилась в 1,15—1,25 раза. Зависимость максимальной температуры рабочей поверхности гильз от нагрузки для различных способов их охлаждения имеет один и тот же характер (рис. 3).

При изменении температурного режима системы охлаждения от 50 до 120°C неравномерность температур верхнего пояса гильзы при принудительном охлаждении значительно выше, чем при конвективном (рис. 4). При снижении теплового режима двигателя температурный перепад увеличивается в большей степени у системы охлаждения с принудительной циркулирующей охлаждающей жидкости, чем у системы с конвективным охлаждением гильз цилиндров. Это объясняется эффектом саморегулирования скорости циркулирующей охлаждающей жидкости при конвективном теплообмене.

Создание в опытной системе охлаждения принудительной циркулирующей охлаждающей жидкости только через рубашку головки блока позволило повысить расход воды через водяной радиатор, а также уменьшить потери тепла в охлаждающую жидкость из-за уменьшения теплоотдачи от гильз цилиндров.

Сравнительными испытаниями двигателя Д-240, закрытого облицовкой трактора МТЗ-80 и укомплектованного водяным и масляным радиаторами, установлено, что при конвективном охлаждении температура выходящей из двигателя жидкости снизилась на 2—3°C по сравнению с принудительным охлаждением гильз. В этих условиях при сохранении одного и того же температурного режима системы охлаждения 100°C мощность двигателя повысилась на 2,2 л.с. при переходе от принудительного к конвективному охлаждению гильз цилиндров. Это объясняется тем, что опытная система охлаждения оказывает положительное влияние на экономические показатели двигателя.

При переходе с обычной на опытную систему охлаждения на температурных режимах двигателя 70—90°C минимальный удельный расход топлива по нагрузочной характеристике, соответствующий эффективной мощности 65 л.с., снижается на 3—5,5 г/л.с.ч., причем меньшее значение соответствует более высокому температурному режиму. Более значительно влияет на экономические показатели двигателя опытная система на максимальных нагрузках. Снижение удельного расхода топлива при эффективной мощности 75 л.с. и температурных режимах системы охлаждения 70—90°C достигает 6—8 г/л.с.ч. Повышение экономичности двигателя вызвано снижением потерь на трение при конвективном охлаждении гильз, а также за счет улучшения процесса сгорания [1].

В ы в о д ы

1. Система охлаждения двигателя Д-240 с принудительной

циркулирующей охлаждающей жидкости через блок цилиндров вызывает значительную неравномерность температур рабочей поверхности верхнего пояса гильз цилиндров.

2. Охлаждение гильз цилиндров способом конвективного теплообмена в значительной степени снижает неравномерность температур гильз цилиндров как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте.

3. Опытная система охлаждения оказывает положительное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя.

4. Охлаждение гильз цилиндров только за счет термосифонной циркуляции жидкости обеспечивает снижение общего температурного режима двигателя в результате уменьшения потерь тепла в охлаждающую жидкость.

Л и т е р а т у р а

1. Глушаков В.С. Повышение мощностных и экономических показателей тракторного двигателя путем улучшения его системы охлаждения. — В сб.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 1973, вып. 13.

Л.Я. Волчок, Н.П. Цаюн, П.В. Прокашко

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ НЕКОТОРЫХ СРЕДСТВ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Непосредственный пуск тракторного дизеля возможен до определенной температуры, ниже которой необходимо применять различные вспомогательные средства.

Невозможность пуска при низких температурах вызывается тем, что в цилиндре не создаются условия, при которых могут возникать вспышки топлива. Эти условия в основном определяются температурой воздуха в цилиндре в конце сжатия и сравнительно мало зависят от давления его [1,2]. Влияет также и качество распыливания топлива, которое при малом числе оборотов вала двигателя очень низкое. Однако этот вопрос в статье не рассматривается.

При низкой температуре конца сжатия период задержки воспламенения топлива становится больше времени, в течение