

Г. Н. Слободич, И. Д. Раксин

К ВОПРОСУ УЛУЧШЕНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ Д-50

Для обеспечения работы двигателя внутреннего сгорания тепловое состояние отдельных деталей и узлов двигателя должно обеспечивать заданные показатели его работы: мощность, экономичность, надежность и долговечность. Тепловое состояние двигателя характеризуется степенью нагретости (температурой) его основных деталей. Температура последних зависит как от тепловой нагрузки на эти детали, так и от теплоотводящей способности их поверхностей.

Головка блока цилиндров является одной из наиболее теплонапряженных деталей двигателя. Тепловое состояние головки блока и гильз цилиндров определяется прежде всего соотношением долей тепловой энергии, отводимой в охлаждающую среду каждой из этих деталей. Кроме этого, на тепловое состояние деталей оказывает влияние ряд других факторов. Прежде всего имеют значение закономерности распределения температур по объему головки блока. В существующих конструкциях головок наблюдается значительная неравномерность температурных полей, что объясняется как сложностью конфигурации головки блока, так и неравномерностью подвода тепловой энергии к отдельным ее зонам. Неравномерность температурных полей приводит к изменению геометрии деталей двигателя и увеличивает износ сопряженных деталей, а также является причиной образования трещин перемычек между клапанами в головке блока.

Вопросам охлаждения головки блока посвящено много работ, в которых основное внимание обращается на подвод охлаждающей жидкости к наиболее нагретым местам с помощью направленных каналов. Выполненные в головке цилиндров направленные каналы позволяют подводить воду непосредственно к теплонапряженным местам.

В связи с этим мы поставили перед собой задачу произвести проверку эффективности организации направленных потоков охлаждения перемычек головки блока цилиндров двигателя Д-50.

Известно, что перемычка между камерой сгорания и клапанами нуждается в интенсивном охлаждении. Интенсификация охлаждения тем более необходима, что форсировка двигателя по среднему

эффективному давлению p_e и оборотам приводит к значительным температурным нагрузкам в зоне клапанов и вставки камеры сгорания.

При проведении испытаний температура головки блока цилиндров замерялась медьконстантовыми термопарами. Термопары заделывались в стальной стаканчик. Схема заделки термопар представлена на рис. 1. На наружной поверхности стаканчика имелись канавки, в которые помещались спай термопар. После укладки термопар канавки запаивались припоем. Концы термопар выводились в центральное отверстие стаканчика, которое заделывалось зубным цементом. Готовые стаканчики запрессовывались в перемычки головки блока в специально просверленные отверстия.

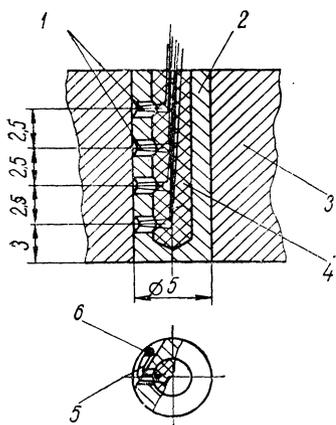


Рис. 1. Схема заделки термопар в стаканчик для измерения температуры по толщине перемычки:

1 — места установки термопар; 2 — стаканчик; 3 — перемычка головки блока; 4 — зубной цемент; 5 — канавка; 6 — спай термопары.

Такая заделка термопар исключает ошибку в измерении температур по толщине перемычки, так как независимо от положения спая по окружности стаканчика последний строго зафиксирован по высоте относительно нижней плоскости головки блока. При измерениях использовался потенциометр с ценой деления 1°C .

Кроме замеров температур деталей двигателя, проводились измерения расхода воды по каналам головки блока цилиндров. Расход воды по каждому каналу, соединяющему водяные рубашки головки и блока, замерялся объемным расходомером на специальном макете серийного двигателя Д-50.

Макет двигателя выполнялся таким образом, что плоскость головки блока была удалена на расстояние 200—300 мм от верхней плоскости блока и все отверстия рубашек головки и блока по плоскости их разъема соединялись резиновыми патрубками. Для этого по плоскости разъема головки и блока в отверстия были запрессованы втулки и на втулки одевались резиновые патрубки. При подключении расходомера втулки служили для подсоединения входного и выходного шлангов расходомера.

Измерение расхода жидкости производилось последовательно по каждому отверстию. Замер осуществлялся следующим образом. К отверстиям рубашек головки и блока подсоединялся трубопровод известного объема. В начале и в конце трубопровода имелись стеклянные вставки для визуального наблюдения за движением

жидкости в трубопроводе. Замер расхода сводился к замеру времени прохождения жидкости по трубопроводу.

Схема расходомерного устройства показала на рис. 2. В начало трубопровода при помощи пипетки вводилась небольшая доза туши и одновременно включался секундомер. При появлении туши в смотровом окошке в конце трубопровода секундомер выключался. Зная объем трубопровода и время прохождения жидкости, можно подсчитать расход жидкости через отверстия, к которым подсоединялся расходомер:

$$G_B = \frac{V}{t},$$

где V — объем трубопровода, $л$; t — время прохождения жидкости объемом V по трубопроводу, $мин$.

Проведенные исследования температурных состояний показали, что наиболее теплонпряженными местами головки блока двигателя Д-50 являются перемычки между вставкой камеры сгорания и выхлопным клапаном. Изменение температуры перемычек первого и второго цилиндров серийного двигателя в зависимости от среднего эффективного давления (p_e) представлено на рис. 3. Закономерность в изменении температуры перемычек третьего и четвертого цилиндров аналогична. Рассматривая часовой расход топлива (G_T) и максимальную температуру перемычек в зависимости от величины p_e , можно заметить одинаковый характер их изменения. Следовательно, при форсировании двигателя по p_e следует ожидать значительного роста температуры перемычек. В связи с этим необходимо найти метод эффективного охлаждения головки, чтобы температура перемычек при форсировке двигателя не превышала 270—280°C.

Улучшение охлаждения перемычек за счет увеличения количества циркулирующей воды не может считаться рациональным, так как приводит к увеличению затрат мощности. Авторами было рассмотрено три варианта схем охлаждения головки двигателя Д-50 без увеличения количества охлаждающей воды.

В первом варианте исследовалась головка двигателя с направленными каналами, подводящими воду непосредственно к перемычкам (см. рис. 2). При измерении расхода жидкости было установлено, что через каждый из четырех направленных каналов проходит приблизительно 6,3 $л/мин$ воды. Однако, как показали исследования, эффективность направленных каналов в головке блока двигателя Д-50 практически трудно определить. Температура мест, охлаждение которых должны улучшать направленные потоки, не изменяется независимо от того, открыты или закрыты направленные каналы. При проведении испытаний расход воды по двигателю поддерживался постоянным.

Следовательно, количество воды, проходящее по направленным каналам, не может повлиять на температуру перемычек головки блока.

Во втором варианте исследовалась головка с поперечным потоком охлаждающей воды при закрытых направленных каналах. Отвод воды из головки блока производился через специальный

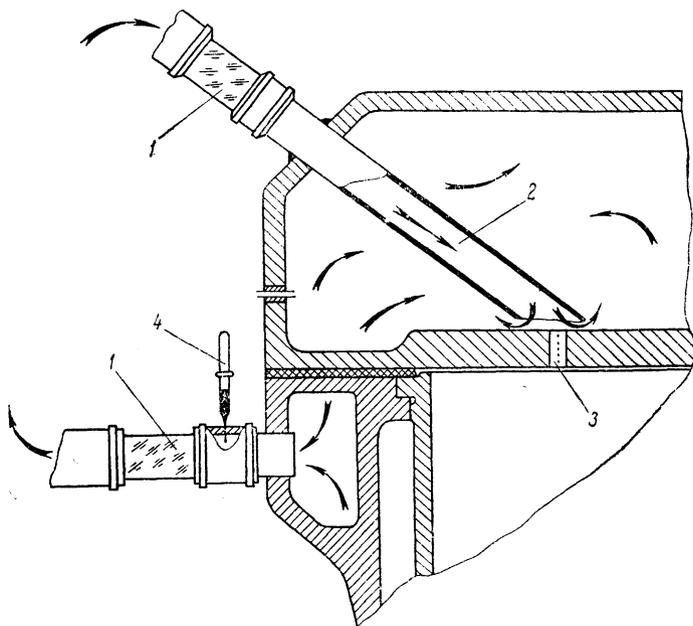


Рис. 2. Схема направленных каналов, подводящих воду непосредственно на перемычку:

1 — стеклянные трубки для наблюдения за движением воды при измерении расхода жидкости; 2 — направленный канал; 3 — стаканчик с термомпарами; 4 — пипетка с тушью.

коллектор, установленный сбоку головки со стороны выхлопного коллектора. Установка бокового коллектора позволила рационально организовать движение потоков воды в головке, что исключило наличие застойных зон. Однако это не привело к снижению температуры перемычек.

Схема третьего варианта охлаждения представлена на рис. 4. Отвод воды от перемычек к радиатору производился через коллектор, имеющий четыре водоотводные трубки (по числу цилиндров). Охлаждающая жидкость отводилась по этим трубкам от самой

перемычки. Все остальные отводящие отверстия головки блока были закрыты, в результате в охлаждении перемычек участвовало максимально возможное количество жидкости. Для получения большой скорости воды, охлаждающей перемычку, зазор между

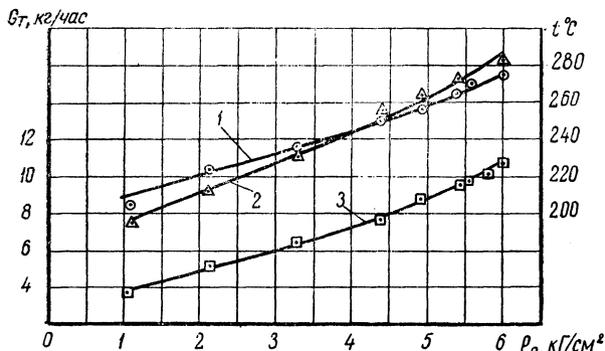


Рис. 3. Изменение часового расхода топлива (3) и температуры перемычек первого (2) и второго (1) цилиндров, замеренных на расстоянии 3 мм от нижней плоскости головки, в зависимости от p_{θ} .

торцом отводящей трубки и охлаждаемым местом выбирался в пределах 3—5 мм.

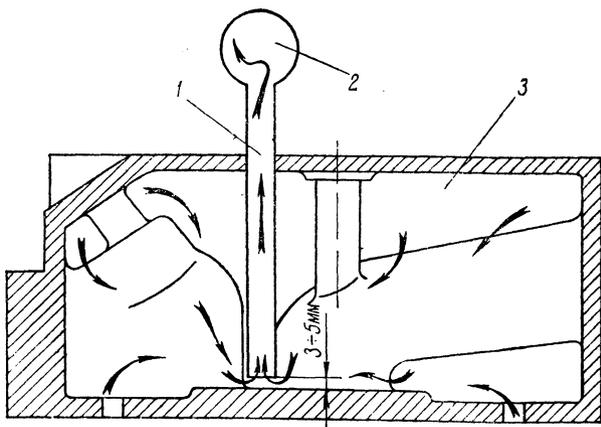


Рис. 4. Схема охлаждения головки с непосредственным отбором охлаждающей воды от перемычек головки блока:
1 — водоотводящий канал; 2 — коллектор для отвода воды к радиатору; 3 — головка блока.

На рис. 5 представлен график распределения температур по толщине перемычки (s) головки блока по серийной схеме охлаждения

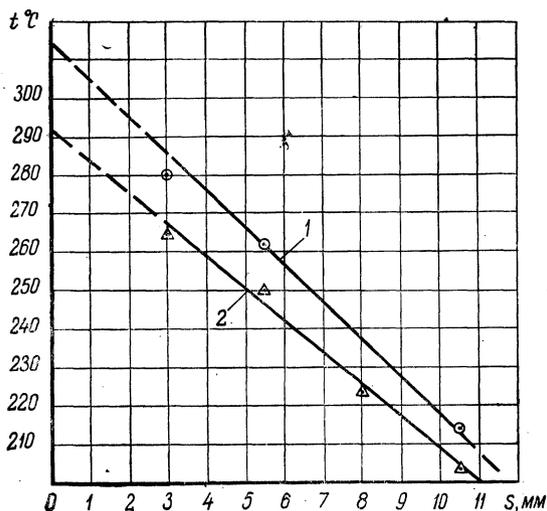


Рис. 5. График изменения температуры по толщине перемычки на режиме $N_e = 55$ л. с. и $n = 1700$ об/мин:

1 — серийная система охлаждения; 2 — система охлаждения с непосредственным отбором воды от перемычек.

дения (1) и по схеме с непосредственным отбором воды от перемычки (2). Как видно, организация охлаждения перемычек с непосредственным отбором позволяет снизить температуру перемычки на 20—25°C при $N_e = 55$ л. с. и $n = 1700$ об/мин. При удалении торцов отводящих трубок от перемычек эффект охлаждения снижается, и схема работает как серийная.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что из всех испытанных схем охлаждения перемычек головки блока наиболее эффективной является схема с непосредственным отбором воды из зон максимальной температуры с помощью специального коллектора.