

УДК 621.43  
DOI: 10.36979/1694-500X-2022-22-4-45-51

## ВЫЯВЛЕНИЕ ПРИЧИН НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ ЗЕРКАЛА ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ 6 ЧН 21/21

*А.В. Разуваев, Н.А. Устинов, Н.В. Краснолудский, В.И. Бурлаков*

**Аннотация.** Рассмотрены экспериментальные исследования условий работы цилиндра-поршневой группы дизеля 6 ЧН 21/21 производства Балаковского машиностроительного завода. Представлены результаты исследований температуры по высоте и сторонам цилиндра с учетом водораспределения в данной секции блока цилиндров. Обоснована возможность работы двигателя с системой высокотемпературного охлаждения, что позволяет повысить эффективность работы энергоустановки с ДВС.

**Ключевые слова:** экспериментальные исследования; двигатель внутреннего сгорания; высокотемпературное охлаждение; надежность и работоспособность цилиндра-поршневой группы.

---

## 6 ЧН 21/21 ДИЗЕЛДИК КЫЙМЫЛДАТКЫЧТЫН ЦИЛИНДР КҮЗГҮСҮНҮН ТЕМПЕРАТУРАСЫНЫН БИРДЕЙ ЭМЕСТИГИНИН СЕБЕПТЕРИН АНЫКТОО

*А.В. Разуваев, Н.А. Устинов, Н.В. Краснолудский, В.И. Бурлаков*

**Аннотация.** Макалада Балаков машина куруучу заводу чыгарган 6 ЧН 21/21 дизелдик кыймылдаткычынын цилиндр-поршень тобунун иш шарттарынын эксперименталдык изилдөөлөрү каралат. Цилиндрдин бийиктиги жана капталдары боюнча температуралык изилдөөлөрдүн натыйжалары цилиндр блогунун бул бөлүгүндө суунун бөлүштүрүлүшүн эске алуу менен берилген. Кыймылдаткычты жогорку температурадагы муздатуу системасы менен иштетүү мүмкүнчүлүгү негизделди, бул ички күйүүчү кыймылдаткычтар менен электр станциясынын натыйжалуулугун жогорулатууга мүмкүндүк берет.

**Түйүндүү сөздөр:** эксперименталдык изилдөө; ички күйүүчү кыймылдаткыч; жогорку температурада муздатуу; цилиндр-поршень тобунун ишенимдүүлүгү жана ишке жөндөмдүүлүгү.

---

## IDENTIFICATION OF THE CAUSES OF UNEVEN TEMPERATURE OF THE MIRROR DIESEL CYLINDER 6 CHN 21/21

*A.V. Razuvaev, N.A. Ustinov, N.V. Krasnoludskiy, V.I. Burlakov*

**Abstract.** This article considers experimental studies of the operating conditions of the cylinder - piston group of diesel engine 6 CHN 21/21 produced by the Balakovo Machine-Building Plant. The results of temperature studies by height and sides of the cylinder, taking into account the water distribution in this section of the cylinder block, are presented. As a result, the possibility of operating the engine with a high-temperature cooling system has been substantiated, which makes it possible to increase the efficiency of the power unit with the internal combustion engine.

**Keywords:** experimental studies; internal combustion engine; high-temperature cooling; reliability and operability of the cylinder-piston group.

В настоящее время количество энергоустановок на базе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) все еще велико, и на этом основании повышение их эффективности является достаточно актуальным вопросом. Это касается, в частности, надежности пары «цилиндр–поршень» ДВС.

Для надежной работы пары цилиндр–поршень в ДВС уровень температуры зеркала цилиндра должен находиться в узком диапазоне, определяемом потерями на трение, разрывом масляной пленки и лакообразованием. В зависимости от уровня форсирования ДВС и сорта применяемого масла, этот диапазон находится в интервале 413–473К (140–200 °С). Желательно обеспечить наименьшее значение разброса температуры по поверхности трения, в том числе и потому, что чем меньше разность температур на соседних участках стенки цилиндра, тем меньше температурные напряжения в материале цилиндра. Обычно температура цилиндра меньше со стороны впуска воздуха, чем со стороны выпуска отработавших газов благодаря охлаждению свежим воздушным зарядом. Это необходимо учитывать при проектировании полости охлаждения цилиндра. Не рекомендуется допускать разности температур по поверхности одного пояса цилиндра более 50 °С.

На машиностроительном заводе в г. Балаково был разработан и поставлен на производство дизель 6ЧН21/21 для широкой области применения: маневровых тепловозов, силовых агрегатов буровых установок, передвижных дизельных электростанций. Перспектива повысить уровень форсирования по среднему эффективному давлению до 1,6 МПа и установить рабочую температуру в системе охлаждения до 378К (105 °С), привела к необходимости внимательного изучения состояния температурного состояния втулки цилиндра, т. к. был отмечен разброс температурного состояния всех шести цилиндров. Особенно непонятно было то, что крайние цилиндры имели меньшую температуру поверхности по сравнению со средними.

Результаты экспериментальных исследований самой системы охлаждения показали, что расход воды в средних цилиндрах (3 и 4 цилиндры) меньше, чем в 1 и 6 цилиндрах. Этот «эффект» получается из-за конструкции распределения воды по цилиндрам. Относительное водораспределение по цилиндрам при частоте вращения 25 с<sup>-1</sup> достигало 22...23 % [1]. Для выравнивания потоков воды по цилиндрам было разработано приспособление, позволяющее уменьшать поток воды в конкретный цилиндр. Тем самым был уменьшен «перекос» расхода воды по цилиндрам, что позволило практически выровнять расход воды по секциям блока цилиндров, что впоследствии было подтверждено испытаниями на стенде.

Измерение температуры втулок проводили хромель-копелевыми термопарами. Измерение проводили на нескольких втулках, а обработку результатов осуществляли статистическим методом для исключения влияния случайных погрешностей и повышения точности измерения температуры. Для подробного изучения действующих температурных полей необходимо устанавливать большое количество термопар, но при таком способе можно исказить действительную картину температурного поля. Чтобы уменьшить вызываемую таким образом погрешность, температуру измеряли в несколько приемов. Первоначально определяли температуру по всей поверхности втулки цилиндра, затем, более подробно, на участках, где ее величина имеет большие значения и определяет условия работы втулки цилиндра.

На рисунке 1 показано распределение температуры по высоте и сторонам цилиндра испытываемых втулок цилиндра по их высоте для двух сторон: впуска воздуха и выпуска отработавших газов, а также результаты измерения температуры. На рисунках 2 и 3 показаны схема установки термопар для всех испытываемых втулок цилиндра и общий вид втулок цилиндра с установленными термопарами.

Установку термопар производили следующим образом. В материале втулки цилиндра высверливали отверстия Ø 3 мм на координатном станке. Расстояние от зеркала цилиндра устанавливалось 0,5 мм. Со стороны охлаждения глубина сверления составляла 1,0 мм. Для вывода термоэлектродов термопар от отверстий фрезеровали пазы глубиной 1,0 и шириной 2,0 мм, которые объединялись общим пазом глубиной 2,0 мм, ширина которого фрезеровалась разной по его длине из условия размещения термоэлектродов. Для вывода термоэлектродов из втулки цилиндра в ее бурте высверливали отверстия Ø 8 мм. Термопары изготавливали из хромель-копелевых термоэлектродов Ø 0,5 мм сваркой постоянным током под слоем флюса. В качестве флюса использовали порошок буры. Изоляцию проводов осуществляли обмоткой искусственным шелком с последующей пропиткой шеллаком.

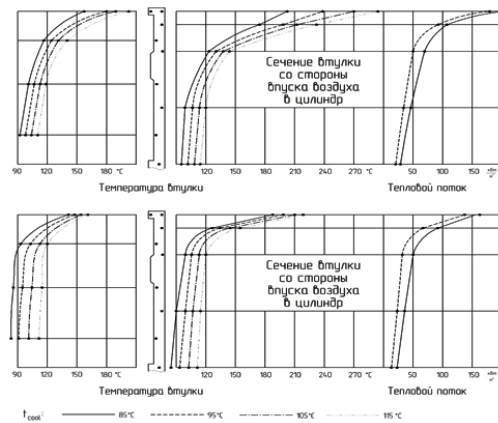


Рисунок 1 – Распределение температуры по высоте и сторонам цилиндра

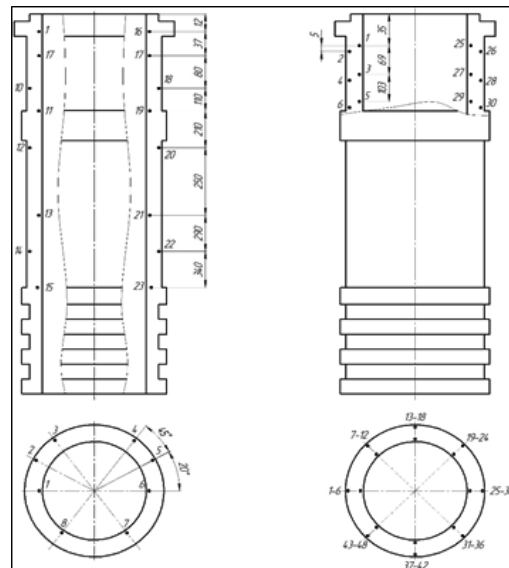


Рисунок 2 – Схема установки термопар для всех испытуемых втулок цилиндра



Рисунок 3 – Общий вид втулок цилиндра с установленными термопарами

Тарировку термопар проводили в масляном термостате в диапазоне температур 293...473К (20–200 °С) совместно с приборами Р4833 и КСП-4, а за действительную температуру принимались показания лабораторных ртутных термометров с ценой деления шкалы 0,2 °С.

В местах измерения температуры термопары приваривали к втулке цилиндра контактной сваркой. После этого в отверстия устанавливали пробки, изготовленные из материала втулки цилиндра. Термоэлектроды укладывали в пазы и замазывали составом из эпоксидной смолы с алюминиевой пудрой с весовым соотношением 3:7, имеющим коэффициент теплопроводности как у чугуна втулки цилиндра.

Температуру регистрировали на 12-ти точечных автоматических компенсационных потенциометрах с пределами измерения 673К (400 °С) для термопар, установленных со стороны камеры сгорания и 473К (200 °С) со стороны охлаждения. Кроме этого, проводили повторные измерения переносным потенциометром Р4833.

Температуру непосредственно нагреваемой и охлаждаемой поверхности определяли пересчетом по выражениям:

$$t_n = t_1 + 0.5 \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad t_0 = t_2 - 1.0 \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (1)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – температуры, измеренные со стороны нагревания и охлаждения втулки цилиндра;  $\delta$  – расстояние между термопарами определялось по результатам измерения толщины втулки и глубины заделки термопар (в мм); 0,5 и 1,0 – глубина заделки термопар (в мм) от поверхности нагревания и охлаждения.

Меньшая температура цилиндра со стороны выпуска отработавших газов объясняется подводом охлаждающей жидкости в полость охлаждения втулки цилиндра с этой стороны.

Для уточнения данного предположения выполнено измерение распределения температуры по периметру втулки цилиндра и скорости движения охлаждающей жидкости. Распределение температуры по периметру и поясам зеркала цилиндра дизеля ЧН21/21 выполнено при работе на режиме  $P_{mc} = 1,62$  МПа и температуре  $t_{cool} = 115$  °С, и представлено на рисунке 4.

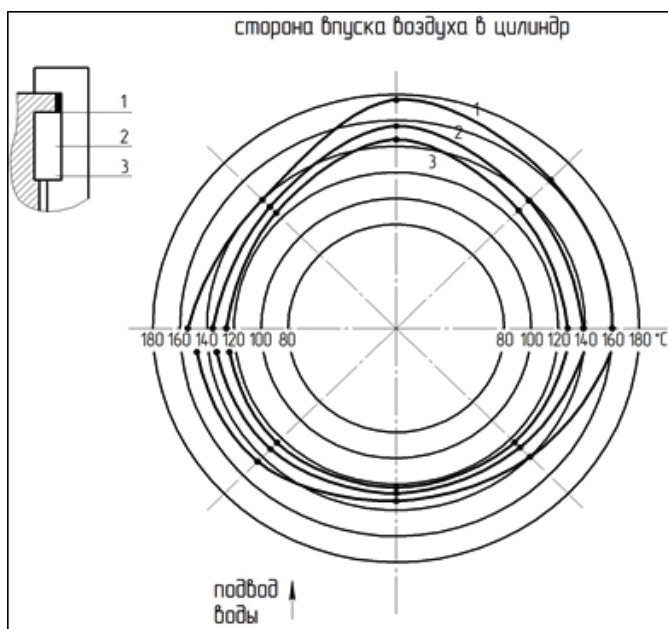


Рисунок 4 – Распределение температуры втулки цилиндра по периметру

Со стороны подвода охлаждающей жидкости температура втулки цилиндра наименьшая.

Для уточнения связи режима движения охлаждающей жидкости и температуры втулки цилиндра выполнено измерение скорости движения охлаждающей жидкости в полости охлаждения. Измерение скорости воды проводили термоанемометрическими датчиками, конструкция которых описана в работе [2], а актуальность отмечена в работах [3, 4].

Датчик представляет собой десятиспайную термобатарею из хромель-копелевых проводов диаметром 0,2 мм (рисунок 5). Такое количество спаев выбрано для обеспечения высокой чувствительности датчика. Пять спаев термобатареи подогреваются спиралью из нихрома диаметром 0,15 мм, питаемой постоянным током. Пять других спаев, так называемые «холодные спаи», имеют температуру окружающей среды. Изоляцию проводов датчика выполняли шелковой нитью с последующей пропиткой клеем БФ-2. Размеры датчика: длина 8–12 мм, диаметр 2–3 мм.

Принцип действия датчика заключается в образовании термо-э.д.с. на выводах термобатареи при подогревании части спаев электрическим током. При этом половина спаев имеет температуру окружающей среды  $t_0$ , вторая половина –  $t_1$ , величина которой зависит от двух факторов: величины подогрева от спирали и величины охлаждения потоком набегающей воды. В неподвижной жидкости величина подогрева  $\Delta t$  максимальная. При постоянном токе в спирали величина подогрева  $\Delta t$  становится функцией скорости движения воды, охлаждающей спираль. В этом случае величина термо-э.д.с. обратно пропорциональна скорости воды. С ростом скорости  $W_{\text{ж}}$  величина термо-э.д.с. убывает, т. е.  $U_{\text{т.-э.д.с.}} = f(w)$ .

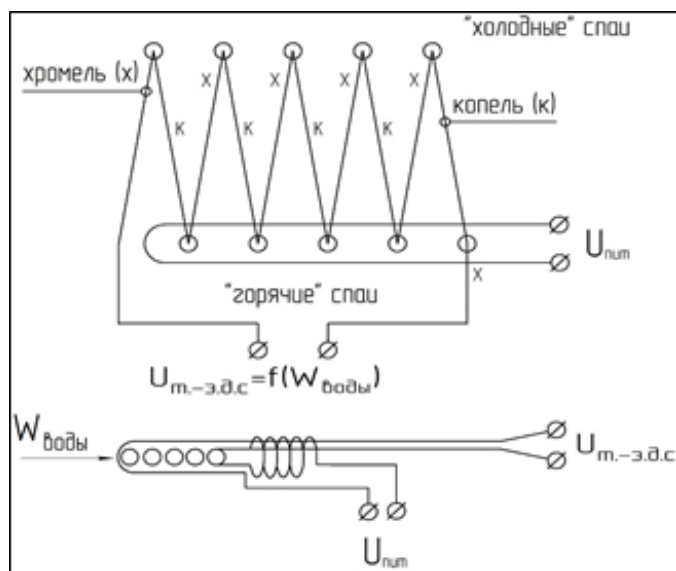


Рисунок 5 – Схема термоанемометрического датчика скорости движения воды

Тарировку датчиков проводили на стенде, позволяющем устанавливать фиксированные скорости омывания датчика. Воду насосом прокачивали через стеклянную трубку, в которой устанавливался датчик. На сливе вводы устанавливали сменные насадки с отверстиями разного диаметра. Расход воды с каждой из насадок определяли объемным способом. При неизменном диаметре трубы скорость движения воды определяли как отношение секундного расхода к поперечному сечению трубы.

Результаты величины распределения скоростей воды по периметру втулки цилиндра и соответствующих температур зеркала цилиндра представлены на рисунке 6.

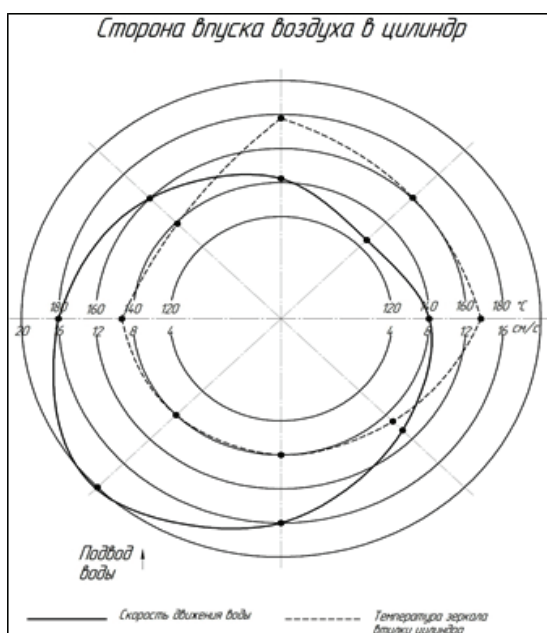


Рисунок 6 – Совмещенный график распределения скоростей по периметру втулки цилиндра и температуры зеркала

Для уточнения расхода охлаждающей жидкости по зонам полости охлаждения, переливные патрубки из полости охлаждения втулки цилиндра в полость охлаждения крышки цилиндра снабжали трубками для измерения динамического и статического напоров воды и термпарой для измерения ее температуры. Тарировку трубок осуществляли на стенде прокачиванием воды через переливы с одновременным измерением объемного расхода жидкости при различных температурах жидкости. Результаты измерения расходов жидкости представлены на рисунке 7.

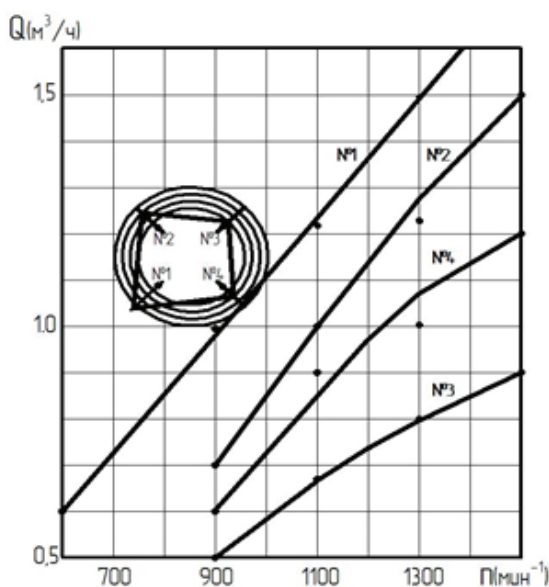


Рисунок 7 – Расходы охлаждающей жидкости в переливных патрубках при различной частоте вращения коленчатого вала

На рисунке 8 представлен общий вид стенда для тарировки датчиков скорости движения воды.



Рисунок 8 – Общий вид стенда для тарировки датчиков скорости движения воды

Все изложенное выше позволяет сделать следующие основные **выводы**:

- результаты проведенных исследований показали правильность выбора конструкторами подвода охлаждающей жидкости на сторону втулки цилиндра со стороны выпуска отработавших газов. Такое решение позволило существенно снизить температуру втулки цилиндра в той части, в которой классически ее значение наибольшее;
- геометрически одинаковая система подвода охлаждающей жидкости ко всем втулкам цилиндра не обеспечивает одинаковую подачу жидкости к ним, крайние втулки получают больше охлаждающей жидкости, что приводит к необходимости применения выравнивающих устройств;
- одноточечный подвод охлаждающей жидкости к каждой втулке цилиндров не обеспечивает равномерность охлаждения втулки по ее периметру, несмотря на четыре точки ее отвода, поэтому необходимо предусматривать, как минимум, две точки подвода, несмотря на усложнение конфигурации полости охлаждения и снижения технологичности блок-картера, либо необходимо использовать дополнительные устройства для улучшения равномерности;
- доказана возможность работы двигателя с системой высокотемпературного охлаждения, что дает возможность повысить энергоустановки с ДВС;
- отработана технология, позволяющая получить подробную информацию об условиях охлаждения втулки цилиндра в процессе доводочных испытаний.

Поступила: 21.12.21; рецензирована: 04.01.22; принята: 11.01.22.

#### **Литература**

1. Разуваев А.В. Поршневые двигатели внутреннего сгорания с высокотемпературным охлаждением / А.В. Разуваев. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2001. 128 с.
2. Сизов В.М. Измерение расхода масла, поступающего к коренным шейкам коленчатого вала ДВС / В.М. Сизов, А.Н. Устинов. М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1981. С. 8–11.
3. Разуваев А.В. Износ деталей цилиндро-поршневой группы двигателя с системой высокотемпературного охлаждения в энергоустановках / А.В. Разуваев, Д.А. Костин, И.О. Кудашева, М.С. Губатенко // Вестник КРСУ. 2019. Т. 19. № 8. С. 45–48.
4. Энергетические установки на базе двигателей ЧН 21/21 для объектов малой энергетики и использования в полевых лагерях: монография / А.В. Разуваев. Вольск: ВВИМО, 2020. 75 с.