

УДК 621.43

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ В ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ЧАСТИ КОМБИНИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ НА СТАДИИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Румянцев В.В., Луцко В.А.

Передовая инженерная школа «Кибер Авто Тех» набережночелнинского института Казанского (Приволжского) федерального университета

Аннотация. В работе приведены результаты моделирования интегральных параметров комбинированного автомобильного дизеля при работе по внешней скоростной характеристике. Моделирование теплоотдачи в элементах цилиндра-поршневой части с применением коммерческого пакета AVL BOOST позволяет уже на стадии теплового расчета определить потери тепла в головку, поршень и гильзу.

Ключевые слова: дизель, тепловой расчет, теплоотдача, головка цилиндра, поршень, гильза.

### Введение.

Начальной стадией проектирования поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является тепловой расчет. Подобный расчет проводится и при модернизации серийно выпускаемых двигателей. Основная задача теплового расчета заключается в определении интегральных параметров ДВС, таких как, эффективная мощность, эффективный крутящий момент, удельный эффективный расход топлива и др. Изменение данных параметров по частоте вращения коленчатого вала двигателя представляют в виде внешней скоростной характеристики (ВСХ) [1, 2 и др.].

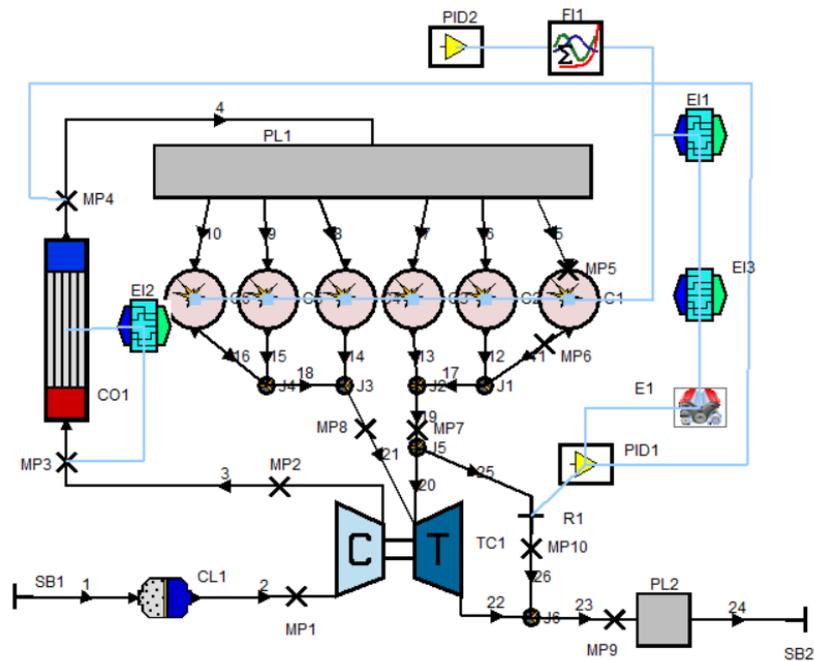
К настоящему времени методы теплового расчета, в отличие от рассматриваемых в [1,2], существенно изменились [3,4]. В частности, коммерческий пакет прикладных программ AVL BOOST [4] позволяет уже на стадии теплового расчета определить потери тепла в головку, поршень и гильзу.

### Функциональная модель комбинированного дизеля.

В качестве объекта исследования выбран комбинированный автомобильный дизель Р6СН 13,2/15,8 с условным рабочим объемом 13л. Функциональная модель дизеля в AVL BOOST приведена на рис. 1.

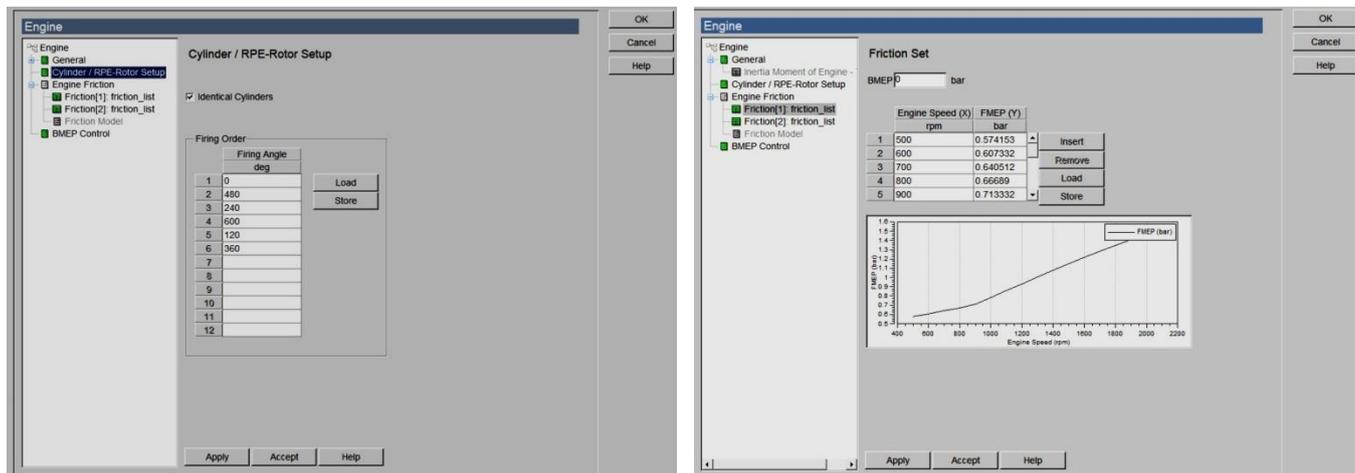
Модель представляет собой сочетание открытой 0-мерной термодинамической (цилиндры) и 1-мерной модели основных элементов двигателя. Для компрессорной и турбинной ступеней задаются характеристики, определенные по результатам безмоторных испытаний (при стендовых испытаниях дизеля параметры ступеней рассчитываются на каждом режиме по результатам замера в контрольных точках и учитываются при моделировании). Для трубопроводов

задаются длины и гидравлические диаметры (для расчета потерь давления, отвода/подвода тепла, волновых процессов – длина делится на  $n$  участков). При моделировании (тепловом расчете) задаются значения параметров рабочего тела (воздуха, газа) в контрольных точках. Для элементов PL1 и PL2 задаются реальные объемы и площади теплообменных поверхностей. Размеры впускных и выпускных клапанов реальные, для них задаются изменение высоты подъема и коэффициенты расхода от угла поворота вала, и т.д. Более подробно исходные данные для моделирования приведены в [4, 5].



**Рисунок 1. Функциональная модель комбинированного дизеля Р6ЧН 13,2/15,8**  
 E1 – двигатель; C1...C6 – цилиндры двигателя; 1...26 – трубопроводы; CL1 – фильтр воздушный; TC1 – турбокомпрессор; CO1 – охладитель надвучного воздуха; PL1 – впускной коллектор; PL2 – объем системы шумоглушения и обработки отработавших газов; J1...J6 – тройники; EI, FI, PID – элементы управления; MP1...MP10 – контрольные точки; SB1, SB2 – границы расчетной области (соответственно вход и выход).

Вызов меню для ввода исходных данных осуществляется двойным нажатием левой клавиши манипулятора (мыши) на соответствующий элемент функциональной схемы. Примеры ввода для элемента «Engine» (порядок работы цилиндров – Cylinder/RPE-Rotor Setup; механические потери – Friction) показаны на рис.2.



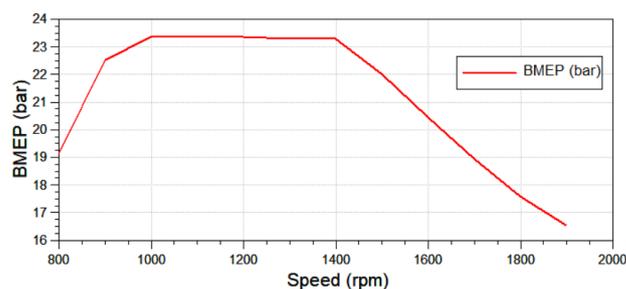
**Рисунок 2. Примеры ввода для элемента «Engine»**

### Верификация модели

Верификация модели проводилась по результатам стендовых испытаний дизеля Р6ЧН 13,2/15,8. По результатам испытаний рассчитывались значения среднего эффективного давления  $p_e$  (BMEP) по внешней скоростной характеристике дизеля:  $p_e = f(n)$  – рис.3.

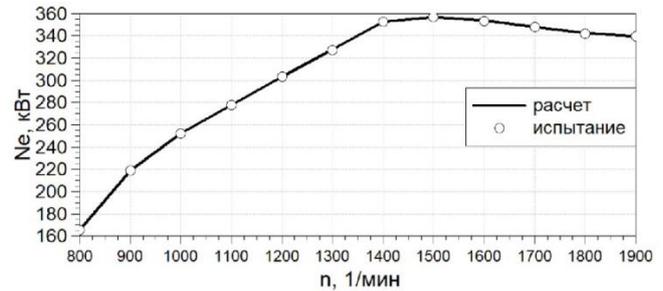
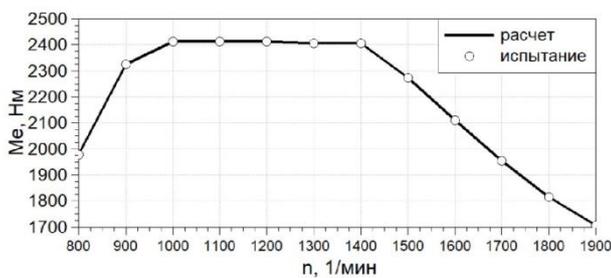
По замерам в контрольных точках  $MP(i)$  рассчитывались на всех скоростных режимах значения следующих параметров: коэффициенты полезного действия компрессорной и турбинной ступеней, эффективность охладителя надувочного воздуха, уточнялись гидравлические характеристики трубопроводов и т.д. В ходе испытаний снималась индикаторная диаграмма (осреднение по 100 последовательным циклам).

На первом этапе верификации расчетной модели достигалось абсолютное совпадение расчетных и опытных значений  $p_e$  по ВСХ, а значит эффективного момента ( $M_e$ ) и мощности дизеля ( $N_e$ ) - рис.4.



**Рисунок 3. Изменение среднего эффективного давления (BMEP) от частоты вращения коленчатого вала (Speed).**

На данном этапе верификации модели наблюдалось расхождение между опытными и расчетными значениями других интегральных параметров двигателя: расход топлива удельный эффективный и абсолютный, коэффициенты полезного действия компрессорной и турбинной ступеней, максимального давления сгорания  $p_z$  и др.

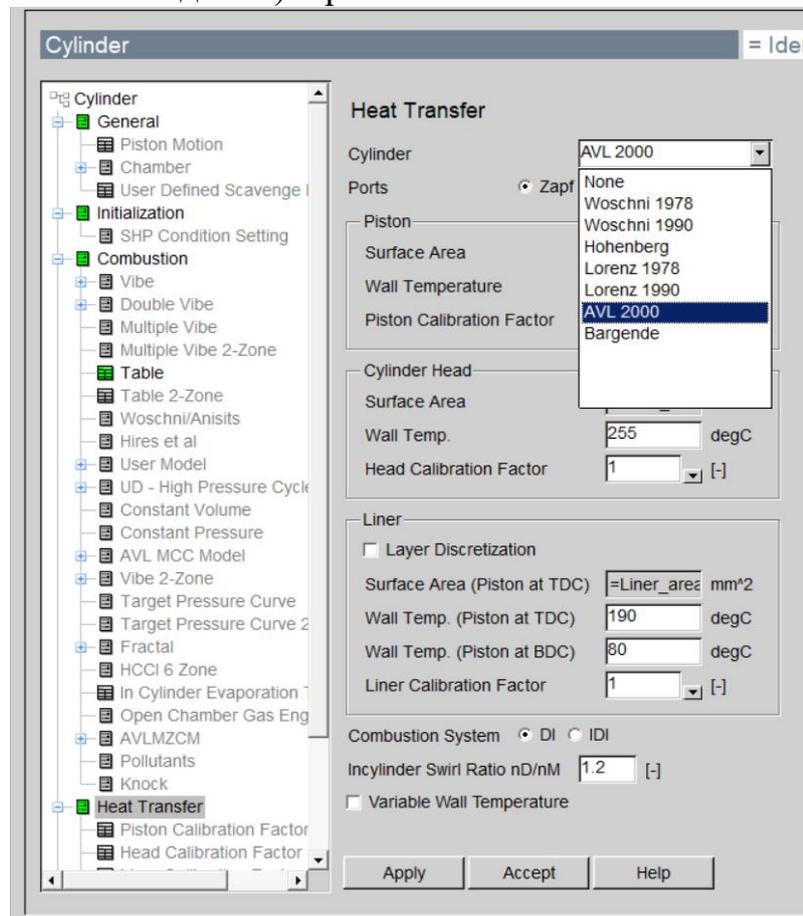


**Рисунок. 4. Результаты верификации модели расчета по  $M_e$  и  $N_e$**

### Моделирование теплоотдачи в цилиндро-поршневой части

Одним из инструментов верификации расчетной модели является моделирование теплоотдачи (Heat Transfer) в таких элементах как, поршень, головка и гильза цилиндра.

В арсенале пакета AVL BOOST для данных элементов имеется несколько моделей теплоотдачи (уравнений подобия) – рис. 5.



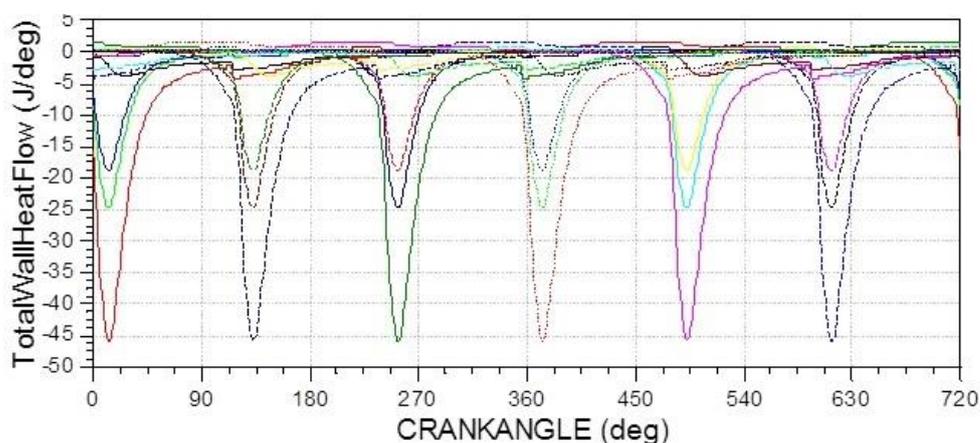
**Рисунок.5. Выбор модели теплообмена и задание исходных данных для ЦПГ.**

В общем случае определение количества тепла, отведенного в гильзу, головку и поршень, сводится к решению уравнению Ньютона-Рихмана. Для этого по

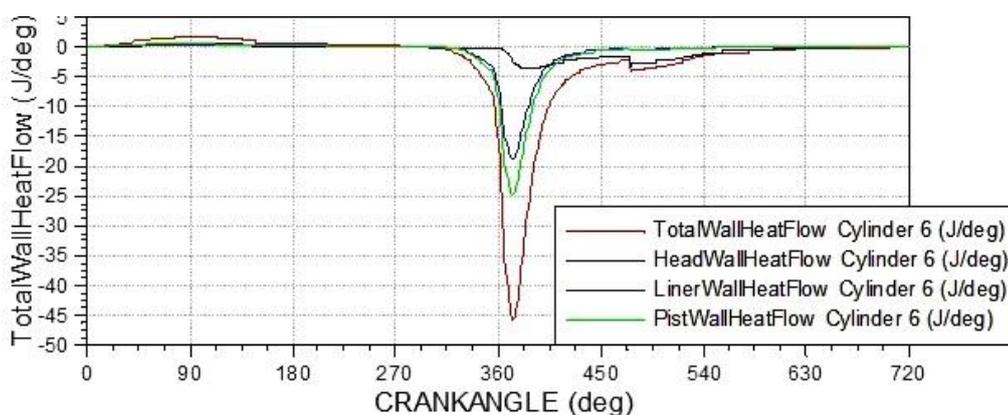
соответствующему уравнению подобия теплообмена определяются коэффициенты теплоотдачи и задаются температуры поверхностей указанных элементов цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). Рекомендации по заданию значений данных температур приведены в [4,5]. Параметры рабочего тела (газа) определяются по результатам индицирования (температуры, давления) и замера расхода воздуха через двигатель.

Результаты моделирования были определены суммарные потери теплоты (Total Wall Heat Flow), и в элементах ЦПГ: в поршне (Pist Wall Heat Flow), головке (Head Wall Heat Flow) и гильзе (Liner Wall Heat Flow). На графиках рис. 6-10 количество теплоты показано за один цикл работы двигателя.

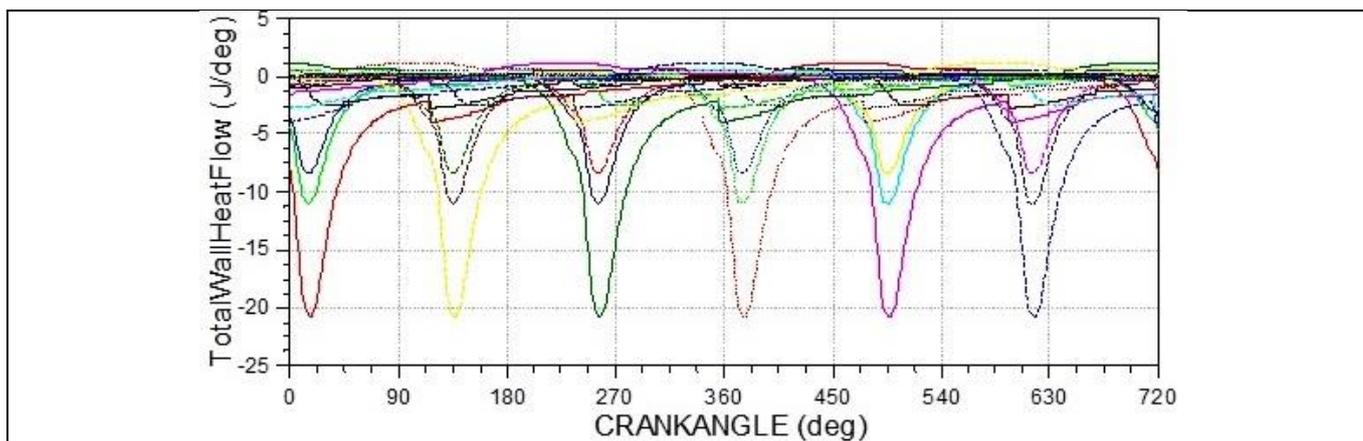
Для моделирования теплоотдачи были использованы уравнения подобия: Вошни (Wochni 1978) – для головки, гильзы, поршня, Цапфа – для впускных и выпускных каналов головки цилиндра.



**Рисунок 6 . Потери тепла на режиме максимального эффективного крутящего момента ( $n=1100 \text{ мин}^{-1}$ ) по цилиндрам двигателя по углу поворота коленчатого вала (CRANK ANGLE)**



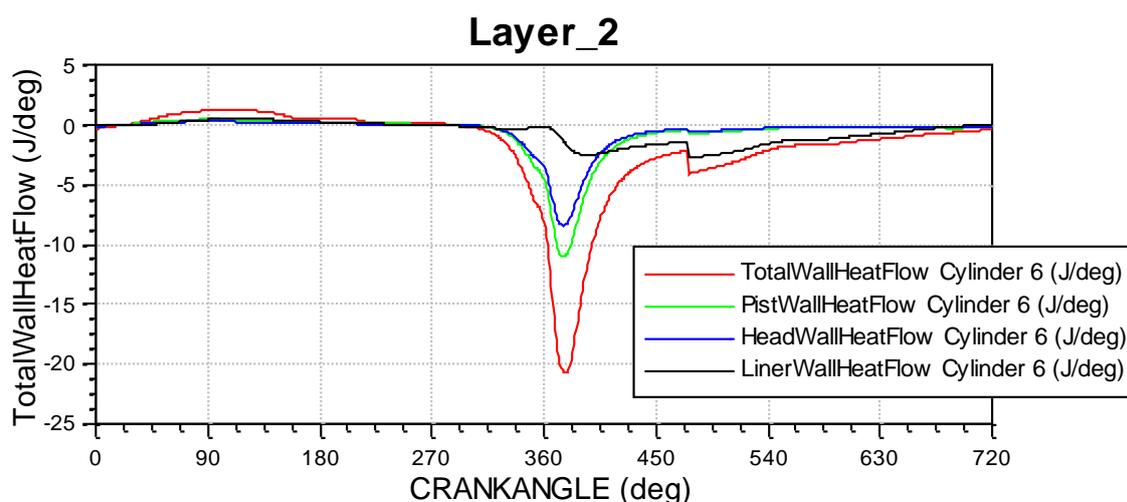
**Рисунок 7 . Потери тепла на режиме максимального эффективного крутящего момента ( $n=1100 \text{ мин}^{-1}$ ) в 6-м цилиндре по углу поворота коленчатого вала.**



**Рисунок 8. Потери тепла на режиме максимальной мощности ( $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ ) по цилиндрам двигателя по углу поворота коленчатого вала**

При верификации модели использовались и другие инструменты: уточнялись механические потери, потери в трубопроводах, в каналах головки блока и др.

О корректности моделирования теплоотдачи в элементах ЦПГ можно судить по окончательным результатам расчетов и сравнении их с результатами стендовых испытаний (рис. 11).



**Рисунок 9 . Потери тепла на режиме максимальной ( $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ ) в 6-м цилиндре по углу поворота коленчатого вала.**

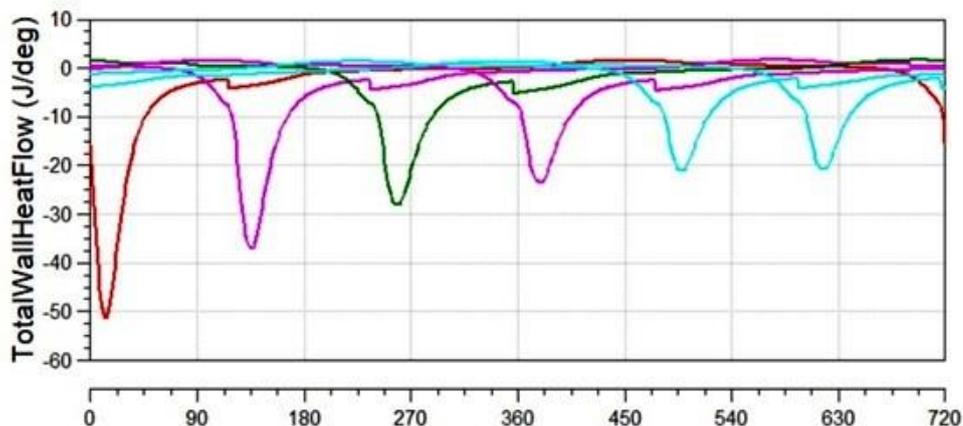
### Выводы.

1. На стадии теплового расчета с применением пакета AVL BOOST имеется возможность прогнозирования потерь теплоты в таких элементах цилиндро-поршневой части, как, поршень, головка и гильза цилиндра.

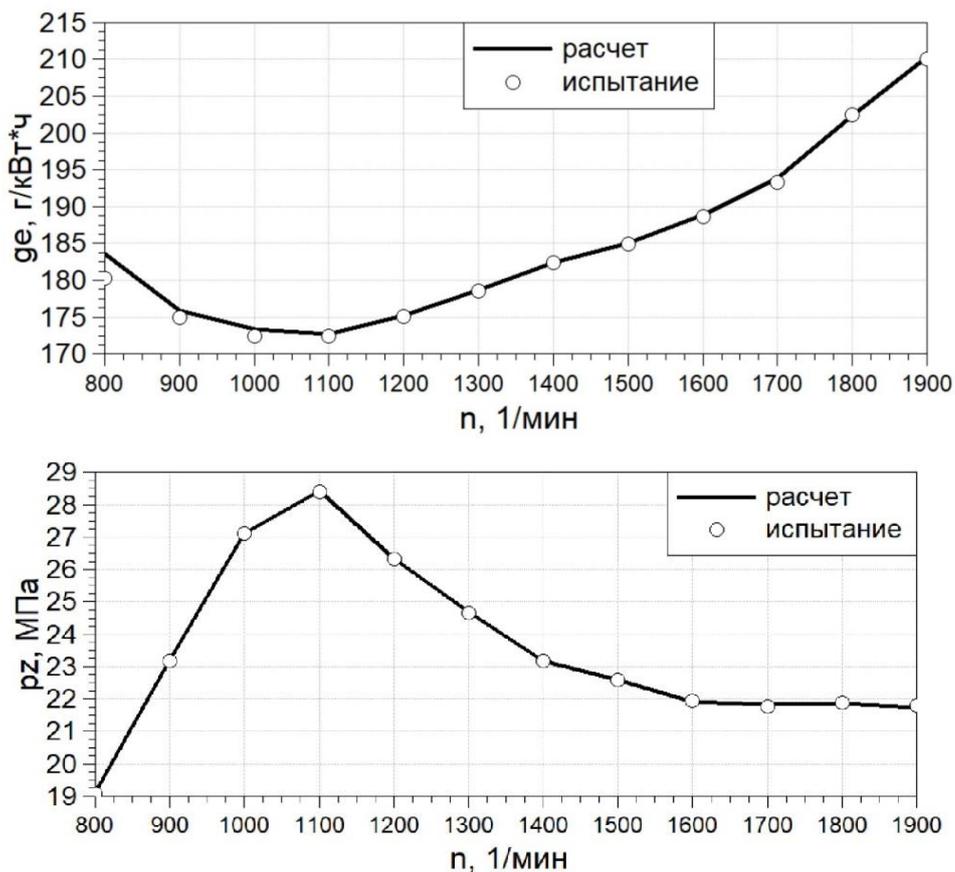
2. Результаты моделирования лежат в основе проектирования (модернизации) систем охлаждения двигателя, головки и поршня, а так же могут быть

использованы при моделировании напряженно-деформированного состояния указанных деталей.

3. По результатам расчетов возможна оценка эффективности применения теплоизоляционных покрытий элементов ЦПГ дизеля.



**Рисунок 10. Суммарные потери тепла в ЦПЧ дизеля на различных скоростных режимах по ВСХ:**  
**кривые соответствуют оборотам (слева направо): 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 1900 мин<sup>-1</sup>**



**Рис. 11. Сравнения результатов моделирования и стендовых испытаний:  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива;  $p_z$  – максимальное давление сгорания.**

### Список литературы.

1. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов /под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Высшая школа, 2005 – 479 с.

3. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС : дис. докт. техн. наук : 05.04.02 / А.С. Кулешов. – М., 2011. – 235 с.

4. BOOST. Theory. AVL. List GmbH Graz, Austria, 2018 (лицензионное соглашение между АВЛ и Набережночелнинским институтом (филиалом) КФУ, 2018).

5. Валеев Д.Х . Тепловой расчет поршневых двигателей в программном обеспечении AVL BOOST: учебное пособие / Д.Х. Валеев, В.Г. Кадышев, В.А. Луцко. – Набережные Челны: Изд-во НЧИ КФУ, 2019. – 157 с.