

## Транспорт

УДК 625.282

DOI: 10.30987/article\_5cb58f5029eab1.34794271

Е.В. Сливинский, В.И. Киселёв

### УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРМ ДИЗЕЛЯ 14Д40 ТЕПЛОВОЗА 62М

Представлены материалы по совершенствованию конструкции ГРМ тепловозных дизелей в части повышения их эффективности использования и эксплуатационной надёжности. Разработана рекомендована научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей стране, так и за рубежом с

целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

**Ключевые слова:** тепловозные дизели, газораспределительный механизм, ГРМ, эксплуатационные характеристики, совершенствование конструкции.

E.V. Slivinsky, V.I. Kiselyov

### IMPROVEMENT OF VALVE TIMING GEAR OPERATING CHARACTERISTICS FOR DIESEL ENGINE 14D40 OF LOCOMOTIVE 62M

It is well-known that any internal combustion engine consists of some simplest gears connected between each other. In this way, a connecting rod gear, distributing gear and auxiliaries are constituents. One of significant drawbacks is an imperfection of a valve timing gear decreasing considerably diesel engine performance. To eliminate this drawback in Bunin SU of Yelets there is developed at the invention level a prom-

ising design of a valve timing gear having an increased operating reliability at the expense of the application of exhaust valves manufactured according to Patent 2390638 RU.

**Key words:** diesel locomotive engines, valve timing gear, VTG, operating characteristics, design improvement.

#### Введение

Известно, что любой двигатель внутреннего сгорания состоит из нескольких простейших механизмов, соединенных между собой. Так, составляющими механизмами являются кривошипно-шатунный, распределительный и механизмы вспомогательных агрегатов (насосы: топливный, водяной, масляный и т.д.) [1; 2]. Назначение кривошипно-шатунного механизма заключается в преобразовании возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа, составляющего часть коленчатого вала. При расчетах рабочих процессов ДВС обычно задаются не только максимальным и минимальным объемом цилиндра, но и промежуточными значениями - в зависимости от угла поворота кривошипа. Отсчет этого угла начинают от положения, при котором кривошип располагается параллельно

продольной оси цилиндра и направлен в его сторону. В этом случае перемещение поршня от ВМТ определяют по зависимости

$$S = R\sigma,$$

где  $R$  - радиус кривошипа;  $\sigma = f(\alpha)$  - безразмерная функция угла поворота кривошипа  $\alpha$ .

Немаловажным параметром является также скорость поршня, которая определяется по формуле

$$c = \frac{dS}{dt} = R \frac{d\sigma}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = R\omega \frac{d\sigma}{d\alpha}.$$

Вторым основным механизмом ДВС является газораспределительный механизм (ГРМ), предназначенный для управления впуском газа и выпуском его из цилиндра. В отношении устройства распределительного механизма двигателя делят на две

группы: двигатели, имеющие клапанный распределительный механизм, и двигатели, у которых функции распределительного механизма выполняет поршень.

Первая из этих групп охватывает значительно большее число типов двигателей - все четырехтактные и часть двухтактных, которые снабжены соответствующими клапанами, обычно располагаемыми в зоне ВМТ поршня. В качестве примера на рис. 1 представлена схема клапанный-распределительного механизма, на

которой показан распределительный вал 1, приводящийся в движение от коленчатого вала с постоянным передаточным числом. На распределительном валу закреплены кулаки, управляющие движением впускных и выпускных клапанов. На этом же рисунке показаны диаграммы пути, скорости и ускорения одного из клапанов. Эти кинематические элементы определяются исходя из профиля кулака и кинематической схемы механизма между кулаком и клапаном.

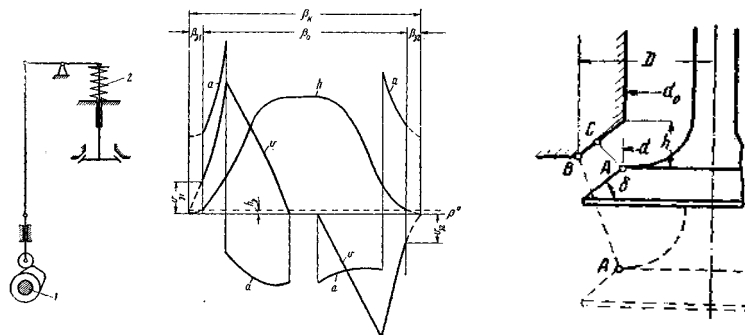


Рис. 1. Схема работы ГРМ ДВС

Если при проектировании газораспределительного механизма диаграмма уже известна и на средней части всего периода открытия клапана ускорения направлены так, что вызывают действие сил инерции, стремящихся разорвать соприкосновение между механизмом привода к клапану и кулаком, то такое явление приводит к ударам в механизме и его отказам, а также искажает заданный закон движения клапана. Для устранения размыкания механизма использованы пружины сжатия, которые преодолевают действие указанных сил инерции. Для расчета рабочих процессов ДВС важно определить рациональное проходное сечение, открываемое клапаном в каждом положении механизма. Такое сечение может быть найдено с учетом закона движения клапана:  $h = \varphi(\alpha)$ . Оно определяется кинематическим расчетом механизма исходя из угла  $\alpha$ , характеризующего угол поворота кривошипа, а также конструкции и размеров клапана [1].

По характеру зависимости проходного сечения от подъема клапана ход клапана разбивают на три участка (рис. 1). Первый участок характеризуется тем, что перпендикуляр из точки *A* клапана к его конусу пересекает поверхность конуса седла. При этом проходное сечение имеет форму правильного канала, поперечным сечением которого является боковая поверхность усеченного конуса с образующей, равной длине перпендикуляра *AC* к конусу клапана (длина между клапаном и седлом). В итоге проходное сечение клапана можно определить по зависимости

$$f = \pi h \left( d + \frac{1}{2} h \sin 2\delta \right) \cos \delta.$$

Второй участок характеризуется тем, что перпендикуляр из точки *A* к конусу клапана проходит мимо конуса седла и проходное сечение клапана теряет форму правильного канала, поэтому на данном участке проходным сечением считают боковую поверхность конуса с образующей *AB*. Тогда проходное сечение клапана можно определить по формуле

$$f = \pi \frac{D+d}{2} \sqrt{\left( \frac{D-d}{2} \right)^2 + \left( h - \frac{D-d}{2} \operatorname{tg} \delta \right)^2}.$$

Третий участок характеризуется тем, что проходное сечение возрастает до величины сечения горловины клапана. С учетом места направляющей штока клапана такое проходное сечение определяется по формуле

$$f = \frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_0'^2).$$

### Описание перспективной конструкции ГРМ тепловозного дизеля

В СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течение 2012-2015 гг. согласно договору с локомотивным депо Елец-Северный ЮВЖД (филиала ОАО «РЖД») приводилась НИР на тему «Разработка рекомендаций по повышению качества эксплуатационной работы, а также надёжности и экономичности использования подвижного состава в грузовом и пассажирском движении на Юго-Восточной дороге». Один из ее разделов направлен на исследования, связанные с модернизацией силовых установок, используемых в современных конструкци-

Анализируя изложенное, необходимо отметить, что конструкции четырехтактных и двухтактных тепловозных дизелей еще далеки от совершенства. Особенно это касается конструктивных элементов газораспределительных механизмов, работа которых происходит в условиях воздействия высоких температур и ударных нагрузок.

ях магистральных и промышленных тепловозов. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников университетом получен патент на изобретение (RU2390638), связанный с модернизацией газораспределительного механизма четырехтактных ДВС.

На рис. 2 показана часть перспективного газораспределительного механизма в продольном разрезе, когда клапан закрыт, и часть клапана в открытом состоянии.

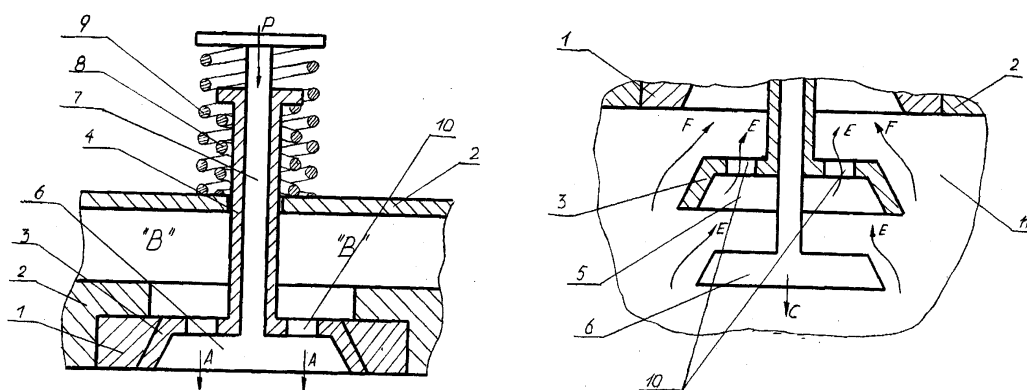


Рис. 2. Конструкция клапана (пат. RU2390638)

Газораспределительный механизм состоит из седла 1, расположенного в корпусе 2 дизеля, контактирующего с клапаном 3, жестко закрепленным на пустотелом стержне 4. На торцевой поверхности клапана 3 выполнена конусообразная выточка 5, в ней подвижно размещен подобной формы диск 6, жестко закрепленный

на стержне сплошного сечения 7, который также подвижно установлен в пустотелом стержне 4. Пустотелый стержень 4 и стержень сплошного сечения 7 подпружинены относительно корпуса 2 дизеля соответственно пружинами сжатия 8 и 9. Клапан 3 снабжен каналами 10 и при открытии входит в полость цилиндра 11.

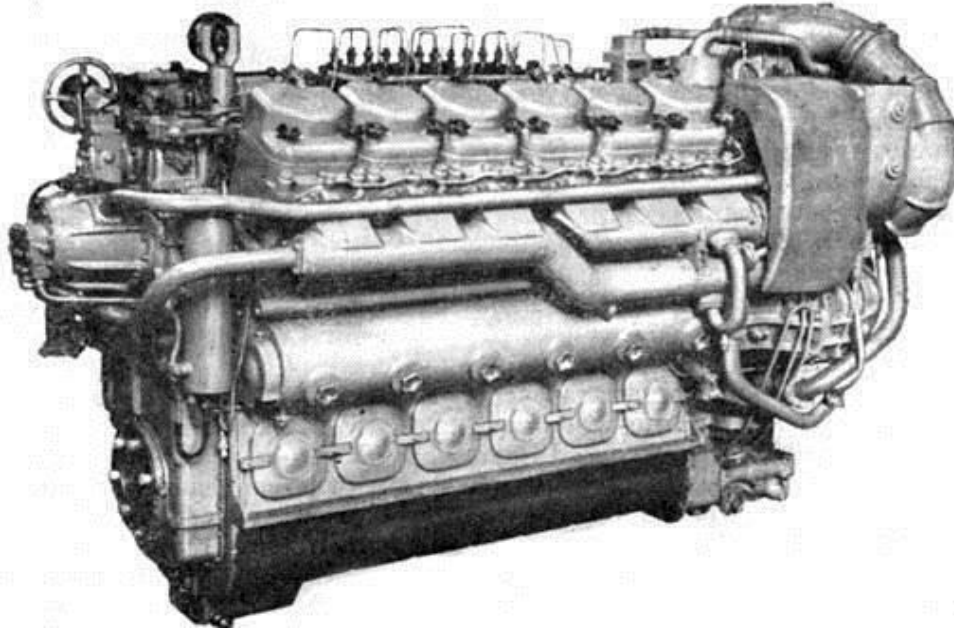


Рис. 3. Общий вид дизеля 14Д40

Работает газораспределительный механизм следующим образом. Предположим, что клапан 3 является выхлопным и входит в состав, например, двухтактного дизеля 14Д40 (рис. 3). При рабочем ходе поршня такого дизеля в цилиндре 11 (поршень на рис. 2 не показан) по стрелке А клапан 3 и диск 6 соответственно плотно прижаты под действием пружин сжатия 8 и 9 к седлу 1 и внутренней поверхности клапана 3, которая снабжена каналами 10 (рис. 2). Это исключает попадание газов в полость В, выполненную в корпусе 2 дизеля, которая, как известно, связана с выхлопным коллектором дизеля. По окончании рабочего хода поршень из нижней мертвой точки начинает движение в направлении, противоположном стрелке А. Диск 6 под действием усилия Р, прикладываемого к сплошному сечению стержня 7, приводным механизмом (на рис. 2 не показан) перемещается в направлении стрелки С, одновременно сжимая свою пружину сжатия 9, освобождая при этом каналы 10, через которые газы по стрелкам Е начинают поступать в полость В дизеля. В дальнейшем под действием стержня 7, который контактирует верхней частью с пустотелым стержнем 4, последний также, сжимая свою пружину сжатия 8, начинает двигать-

ся совместно с клапаном 3 в направлении стрелки С, выходя из контакта с седлом 1. В этом случае отработанные газы начинают протекать в полость В и по стрелке F, способствуя тем самым лучшей очистке полости цилиндра 11 при режиме выхлопа.

Следует отметить, что увеличение проходного сечения клапана 3 за счет наличия каналов 10 способствует не только лучшей очистке цилиндра 11 от отработанных газов, но и эффективному охлаждению клапана. Так, например, известно [4], что тепловой поток  $q$ , передаваемый теплопроводностью через стенку, прямо пропорционален температурному напору  $t'_{CT} - t''_{CT}$  и обратно пропорционален термическому сопротивлению  $\frac{\delta}{\lambda}$ , где  $\delta$  - толщина стенки (клапана), а  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала клапана и диска. В нашем случае стенку (клапан по его толщине) можно рассматривать не как одну, а как две. Следовательно, у каждой части клапана (сам клапан и диск) термическое сопротивление будет меньше, поэтому температура их в отдельности будет ниже, что позволит исключить их перегрев и повысить надежность в работе. Более того, снижение температурного напора  $t'_{CT} - t''_{CT}$  позволит также повысить

термический КПД дизеля, который, как известно, определяется по зависимости  $\eta_T = \frac{t'_{CT} - t''_{CT}}{t'_{CT}}$ . Повышение же термическо-

го КПД обеспечит повышение механического КПД дизеля и в целом увеличит его ресурс. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Согласно паспортным данным на двигатель 14Д40 тепловоза 62М, диаметр головки клапана  $d_r = 88$  мм, угол образующей конуса головки клапана  $\alpha = 45^\circ$ , внутренний диаметр седла клапана  $d_0 = 75$  мм, наружный диаметр седла клапана  $D = 88$  мм и ход клапана  $h = f(\beta)$  (является функцией от угла поворота кривошипа  $\beta$ ). Конструктивно примем, что в верхней половине головки модернизированного клапана выполнено пять отверстий диаметром  $d_l = 30$  мм. С использованием известной методики [1; 2] вычисления проходного сечения клапана были определены численные значения таких сечений соответственно на трех характерных участках хода серийного и модернизированного клапанов.

Анализ проведенных расчетов показал, что уже в начальный момент открытия клапана проходное сечение у перспективного клапана выше, чем у серийного, в 2,04 раза, а при прохождении газа в зоне, где диаметр выхлопного коллектора соответствует диаметру клапана  $d_0 = 75$  мм, даже при наличии в этой области штока клапана  $d_{ш} = 23$  мм, проходное сечение увеличивается в 3,95 раза в сравнении с использованием серийного клапана.

Упрощенный процесс теплообмена в головке клапана как серийного, так и модернизированного образца предполагает, что он является стационарным, а головки частей клапана представляют собой плоские стенки. В первом случае она является сплошной, имеет толщину 15 мм и коэффициент теплопроводности  $\lambda_1$ . Во втором случае (за счет наличия пустот, образованных отверстиями, где могут быть выхлопные газы и сжатый воздух, у которых теплопроводность ниже, чем у стали) толщина стенки составляет 12 мм, но она является трёхслойной, состоящей из слоев металла

и газа с суммарным коэффициентом теплопроводности  $\lambda_2$ . При этом общая толщина металлического слоя составляет примерно 45 % от всей толщины такой стенки.

Выполненные расчёты показали, что в случае использования перспективного газораспределительного механизма термический КПД выше в 1,56 раза, чем у серийного образца.

В то же время известно [4], что клапаны газораспределительных механизмов ДВС, работающие в условиях высоких температурных полей, при проектировании должны рассчитываться на длительную прочность. В практике, чтобы воспользоваться этим критерием, необходимо произвести предварительный расчёт напряжённо-деформированного состояния как функции времени для указанной конструкции.

В инженерной практике известны различные подходы к проблеме длительной прочности. Наиболее приемлемым является определение длительной прочности клапанов газораспределительных механизмов с помощью энтропии, т.е. энтропийного критерия длительной прочности материалов, который формулируется следующим образом. Разрушение элементарного объёма материала происходит в тот момент времени, к которому в нём накопится некоторое предельное значение плотности энтропии  $s^*$ . Иными словами, накопленная в процессе силового и теплового нагружения внутри единицы объёма материала энтропия  $\Delta s$  в момент разрушения должна удовлетворять соотношению  $s_0 + \Delta s = s^*$ . Такое определение базируется на том, что процессы плавления материалов и их механического разрушения подобны между собой. Основываясь на таком подобию, Д.А. Киялбаев и А.И. Чудновский своими исследованиями доказали, что при одном и том же начальном состоянии предельное значение приращения плотности энтропии  $\Delta s^*$  является характерным для стали 09Х14Н16Б. Для этой стали при температуре  $T = 700$  °С в условиях сложного напряжённого состояния с помощью формулы (1) найдено предель-

ное значение приращения плотности энтропии, которое не зависит от уровня начального напряжения и равно  $7,8 \cdot 10^{-3}$  град<sup>-1</sup>·Дж·см<sup>-3</sup>.

$$t_* = \frac{\Delta_{s^*} T}{B_1 \tau_i^{m+1}}, \quad (1)$$

где  $T$  - температура сплава;  $B_1$  - опытная константа сплава;  $\tau_i$  - интенсивность напряжений сдвига.

С учетом описанных особенностей и того, что указанный сплав по своему химическому составу и применению близок к стали 08X18H, из которой изготавливают-

ся клапаны газораспределительных механизмов тепловозных дизелей, в том числе и предложенной конструкции, а также их температурного режима, соответствующего  $T = 700$  °С, использован график [4], позволивший в первом приближении установить долговечность выпускного клапана, выполненного по патенту RU2390638. Так, при численном значении напряжений сдвига  $\tau = 400$  МПа долговечность его составит около 10000 ч, т.е. 1,64 года непрерывной работы дизеля 14Д40, используемого на тепловозе М62.

### Заключение

Результаты исследования переданы руководству локомотивного депо Елец-Северный ЮВЖД (филиала ОАО «РЖД») в виде промежуточного отчёта, а также рекомендованы отечественным и зарубежным научным и производственным струк-

турам, проектирующим, изготавливающим и модернизирующим различные по назначению двухтактные и четырёхтактные ДВС, для возможного внедрения перспективного газораспределительного механизма в практику.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев, Н.М. Тепловозные двигатели и газовые турбины / Н.М. Глаголев [и др.]. - М.: Трансжелдориздат, 1957. - 460 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Т. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.

1. Glagolev, N.M. *Diesel Locomotive Engines and Gas Turbines* / N.M. Glagolev [et al.]. - M.: Transzheldorizdat, 1957. - pp. 460.
2. *Internal Combustion Engines. Structure and Operation of Reciprocating Motors and Combined Engines* / under the editorship of A.S. Orlin, and M.T. Kruglov. - M.: Mechanical Engineering, 1990. - pp. 288.

3. Кумсков, В.Т. Основы теплотехники / В.Т. Кумсков, М.Г. Маханько. - М.: Всесоюз. изд.-полигр. объединение МПС, 1962. - 231 с.
4. Гольденблат, И.И. Длительная прочность в машиностроении / И.И. Гольденблат, В.Л. Бажанов, В.А. Копнов. - М.: Машиностроение, 1977. - 248 с.

3. Kumskov, V.T. *Fundamentals of Heat Engineering* / V.T. Kumskov, M.G. Makhanko. - M.: All-Union Printing Company of MR, 1962. - pp. 231.
4. Goldenblat, I.I. *Long-Term Strength in Mechanical Engineering* / I.I. Goldenblat, V.L. Bazhanov, V.A. Kopnov. - M.: Mechanical Engineering, 1977. - pp. 248.

Рецензент: к.т.н., доцент Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина  
Елецких С.В.

Статья принята к публикации 18.02.19.

### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры «Механика и технологические процессы» Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, D. Eng., Prof. of the Dep. of Mechanics and Technological Processes, Bunin State University of Yelets, Phone: 8 920 246 86 81, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Киселёв Валентин Иванович**, д.т.н., профессор кафедры «Электропоезда и локомотивы» Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, e-mail: [kiselev40@mail.ru](mailto:kiselev40@mail.ru).

**Kiselyov Valentin Ivanovich**, D. Eng., Prof. of the Dep. "Electric Trains and Locomotives", Bunin State University of Yelets, e-mail: [kiselev40@mail.ru](mailto:kiselev40@mail.ru).