В настоящее время практика конструирования и создания дизелей    имеет немало технических решенийнаправленных на снижение ударных нагрузок возникающих в их газораспределительных механизмах и особенно они значительны в кинематических парах седло-тарелка клапанов. По этой причине в зонах контакта последних наблюдается повышенный износ, выкрашивание металла и т.д. И поэтому при проектировании таких конструкций в практике широко применяются методы основные на известных положения теории удара и вибраций.

Известно, что при ударных явлениях  в механических системах типичны следующие общие черты: кинематические особенности, характеризующие кратковременность акта удара, в течение которого происходят резкие изменения скоростей точек системы  и динамические особенности, связанные с возникновением, а затем исчезновением больших ударных сил. Как правило, развивающиеся при ударе силы заранее неизвестны, и подлежат определению.

Для определения сил соударения тел используют также метод решения задач о соударениях с помощью коэффициента восстановления.    Такой, например, метод широко применяется при аналитических исследованиях соударения железнодорожных вагонов, или другой транспортной техники, в результате чего разрабатывают характеристики фрикционно-поглощающих аппаратов или другие виды демпферов.

   Немаловажным фактором при изучении динамики дизелей являются вопросы, связанные с возникновением вибрацией элементной базы газораспределительных механизмов и ДВС в целом. Известно, что причинами вибраций узлов и деталей дизелей могут быть процессы горения, вибрационное горение, акустические колебания объёмов газа и. др. Это в настоящее время недостаточно изученные явления, практическое значение которых возрастает с увеличением мощности дизелей. Так, например, процесс горения при некоторых условиях может стать источником  сильной и опасной вибрации, а неустойчивое вибрационное горение возникает вследствие  возникновения процесса горения с акустической колебательной системой и представляет собой акустический автоколебательный процесс. В газовом объёме, заключённом в камере сгорания, возможны собственные продольные и поперечные (радиальные и тангенциальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и зависят от размеров камеры сгорания. Известно также, что состав вибраций обусловленный  горением, сложен, и амплитуды всех её компонентов весьма нестабильны и поэтому при изучении расчётах процесса сгорания топлива важнейшими параметрами являются частота вибраций, зависящая от скорости звука в газе при сгорании и диаметр цилиндра.

   Учитывая представленную выше особенность работы газораспределительных механизмов дизелей, в СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течении 2012 -2016 г. согласно договору с локомотивным депо Елец Белгородского отделения 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»**, университета и по одному из ее разделов проводились работы, связанные  с модернизацией  силовых установок, используемых в современных тепловозах. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников разработана перспективная конструкция газораспределительного механизма четырехтактных и двухтактных ДВС признанная изобретением  (**RU2403408**)

Механизм газораспределения содержит клапан (см. рис), состоящий из головки  1 и стержня 2. Головка 1 клапана взаимодействует с седлом клапана 3, подвижно расположенного в днище 4 крышки 5 цилиндра 6. Седло клапана 3 снабжено каналами 7, контактирующих с каналами П–образной формы 8, выполненные в днище 4 крышки 5. Каналы П-образной формы 8 одновременно примыкают к полостям 9  расположенным  между седлом клапан 3 и днищем 4 крышки 5. Днище 4 крышки 5 снабжено дроссельными каналами 10, взаимосвязанными  с выхлопным коллектором 11 двигателя. Седло клапана 3, снабжено круговой выточкой 12 взаимодействующей с круговым выступом 13 выполненным в днище 4.

   Для оценки силового нагружения клапана газораспределительного механизма ДВС и в частности тепловозного дизеля, работающего в области воздействия на него вибраций обусловленный  горением топлива, когда поршень находится в в.м.т.  использована  методика расчёта в части динамической оценки картины перемещения и силового нагружения тарелки клапана и его седла с возможностью демпфирования таких характеристик за счёт наличия дроссельных каналов в описанном выше техническом решении.

   На расчётной схеме (см. рис.) показано седло клапана 1 массой *m1* c одной стороны контактирующее с головкой цилиндра 2 жёсткостью *С1*, а с другой через  жёсткостью *С2* с  массой*m2* тарелки клапана 3, на которую действует усилие *Р2*создаваемое газами сгоревшего топлива в начале такта рабочий ход дизеля, когда поршень находится в положении в.м.т.

 В качестве объекта исследования рассмотрен дизель 14Д40 тепловоза М62, который представляет собой двухтактный двенадцати цилиндровый двигатель простого действия с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, двухрядным *V*– образным расположением цилиндров и комбинированной двухступенчатой системой наддува Мощность дизеля составляет 2000 *л.с.* и частота вращения коленчатого вала 750 мин-1(см. рис.). Для обеспечения работы дизеля в каждой крышке цилиндра  установлено по четыре выпускных клапана, выполненных из жаростойкой стали. Клапаны прижимаются к седлу пружинами и открываются траверсой взаимодействующей одновременно с двумя клапанами через гидротолкатели. На каждом клапане установлены одна в одной две пружины со следующими геометрическими  характеристиками: наружный диаметр *D1* = 80,0*мм* с диаметром проволоки *d1* = 11,0 *мм* и *D1* = 60,0 *мм* с *d2* = 8,0 *мм*. Высота пружин *Н* = 130 *мм*, при этом их жёсткости соответственно равны *С1*= 7,56 *кгс/мм* и*С2*= 3,6 *кгс/мм.* Максимальная рабочая нагрузка для каждой из пружин равна *Р1* = 370 *кгс* и *Р2* = 175 *кгс.*   Результаты расчёта приведены в табл.

                                                                                                                         Таблица

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Серийный дизель 14Д40 | Модернизированный дизель 14Д40 |
| Круговая частота главных колебаний клапана, *с-1* | 73,5 | 73,5 |
| Круговая частота главных колебаний седла, *с-1* | 2,38 | 0,64 |
| Амплитуда вынужденных колебаний клапана, *мм.* | 40 | 40 |
| Амплитуда вынужденных колебаний седла, *мм.* | 0,02 | 0,085 |
| Ударная нагрузка, приложенная к седлу клапана, *Н*. | 2,3·102 | 1,2·102 |
| Коэффициент демпфирования,*α(t)* | \_ | 1,63·103 |
| Жёсткость тарелки клапана, *С2* *кгс/мм* | 720 | 720 |
| Жёсткость седла клапана, *С1* *кгс/мм* | 830 | 614 |
| Масса седла клапана, *т1* *кгс·с2/м* | 0,01 | 0,0076 |
| Масса клапана, *т2* *кгс·с2/м* | 0,085 | 0,085 |

    Анализ полученных численных значений  для серийного и предложенного газораспределительного механизма  дизеля 14Д40 показывает, что ударная нагрузка, приложенная к тарелке  клапана при контактировании его с модернизированным седлом, выполненным по патенту **RU2403408**, снижается в среднем в 1,91 раза, что в итоге позволит увеличить срок службы данного узла газораспределительного механизма тепловозного такого  дизеля.

     Результаты исследования переданы руководству  локомотивного депо Елец Белгородского отделения ЮВЖД  филиала ОАО “РЖД” и руководству Юго-Восточной железной дороги филиала ОАО «РЖД» в виде промежуточного отчёта, а так же рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам проектирующим, изготавливающим и модернизирующим различные по назначению двухтактные и четырёхтактные ДВС для возможного внедрения перспективного газораспределительного механизма в практику.