

таний. Так, сотрудниками кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели» БелГУТа и службы локомотивного хозяйства Белорусской железной дороги предложена методика оценки эффективности топливосберегающих присадок к дизельному топливу, предполагающая проведение сравнительных реостатных испытаний. Эта методика реализована в Инструкции по исследованию и оценке эффективности применения топливосберегающих присадок к дизельному топливу на тяговом подвижном составе Белорусской железной дороги, утвержденной Начальником Белорусской железной дороги 29.12.2004 г.

Однако если предлагаемое техническое решение направлено на снижение расхода дизельного топлива на тягу поездов не за счет совершенствования конструкции или рабочего процесса дизель-генератора, оценить его эффективность по результатам реостатных испытаний практически невозможно. В этом случае перспективными, на наш взгляд, могут оказаться исследования, опирающиеся на данные из маршрутных листов машиниста.

Для оценки целесообразности, области применимости и эффективности указанного подхода нами выполнены исследования с применением имитационного моделирования работы грузовых тепловозов и с использованием маршрутных листов машиниста ряда локомотивных депо Белорусской железной дороги. Исследования выполнены для грузовых тепловозов одной серии следующим образом. Все рассматриваемые тепловозы разделяются на экспериментальные и контрольные. Допуская, что на экспериментальных тепловозах реализовано техническое решение, обеспечивающее снижение расхода топлива, задаются величиной этого снижения. Имитируя действие топливосберегающего технического решения, расход топлива за поездку каждым из экспериментальных тепловозов уменьшают на заданную величину. Сравнивая по различным критериям топливную экономичность работы экспериментальных и контрольных тепловозов, выбирают тот, который наилучшим образом позволяет выявлять эффективность топливосбережения экспериментальными тепловозами.

Нами рассмотрены следующие варианты критерия оценки топливосберегающих мероприятий:

- по среднему за месяц расходу топлива, приходящемуся на единицу перевозочной работы;
- по среднему за два, три и т. д. месяца расходу топлива, приходящемуся на единицу перевозочной работы;
- по суммарному за один, два, три и т. д. месяца отклонению фактического расхода топлива за поездку от нормы;
- по суммарному за один, два, три и т. д. месяца отклонению фактического расхода топлива за поездку экспериментальными тепловозами от расхода, определяемого регрессионной моделью, построенной по результатам поездок контрольных тепловозов за весь рассматриваемый период времени.

Анализ показал, что наиболее эффективно и с меньшей погрешностью оценить эффективность топливосберегающего технического решения позволяет последний из перечисленных выше критериев. Этот результат указывает также на более высокую эффективность нормирования расхода топлива грузовыми тепловозами за поездку с использованием регрессионных моделей по сравнению с действующей в настоящее время методикой.

УДК 629.463.3

## ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ВЕРХНЕЙ ЧАСТИ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ

*А. О. ШИМАНОВСКИЙ, А. В. ПУТЯТО*

*Белорусский государственный университет транспорта*

В работе поставлена задача по определению параметров распределения гидродинамического давления жидкости на котел железнодорожной цистерны при соударении вагонов. С этой целью разработана конечно-элементная модель жидкости в котле цистерны. При этом приняты следующие допущения:

– изменением объема частиц жидкости под действием приложенных к ним сил можно пренебречь и рассматривать жидкость как несжимаемую;  
 – при нахождении сил давления жидкости оболочку котла можно считать абсолютно твердым телом.

Выполнены расчеты перетекания жидкости внутри котла железнодорожной цистерны при ее ударе о неподвижное препятствие. Рассматривались как нормативный уровень налива котла, так и частичное его заполнение. В качестве перевозимой жидкости принят бензин с плотностью  $870 \text{ кг/м}^3$  и динамической вязкостью  $0,0006031 \text{ кг/м}\cdot\text{с}$ .

Принималось, что в начальный момент жидкость находилась в состоянии относительного покоя, и ее свободная поверхность была плоской. В качестве кинематического граничного условия использовалось условие прилипания, т. е. отсутствие скорости жидкости на стенках котла цистерны.

В ходе многократных расчетов было обнаружено, что при уровнях заполнения цистерны, близких к нормативному, в верхней части котла цистерны возможно появление области локального сжатия жидкости. Она зарождается в месте перехода от сферического днища на цилиндрическую обечайку, как это показано на рисунке 1, а затем «бежит» к противоположному днищу.

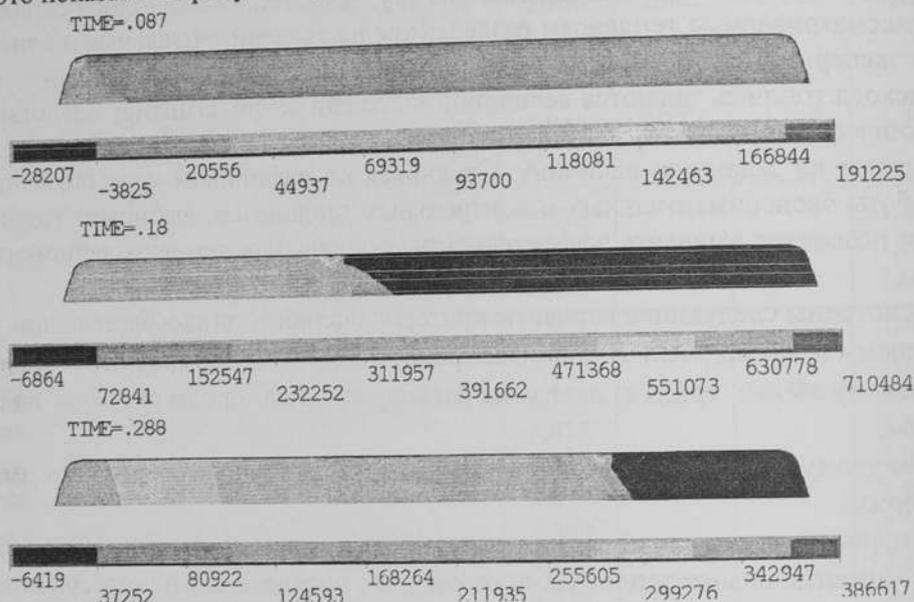


Рисунок 1 – Фрагменты эпюр распределения давления (Па) (без учета давления насыщенных паров) части жидкости на верхнюю часть цилиндрической обечайки

При этом наблюдается существенный рост давления жидкости в области люка-лаза (рисунок 2). Из анализа приведенных зависимостей следует, что максимальный уровень давления соответствует наливу 90 % в момент времени  $t = 0,207 \text{ с}$  и составляет  $1386 \text{ кПа}$ .

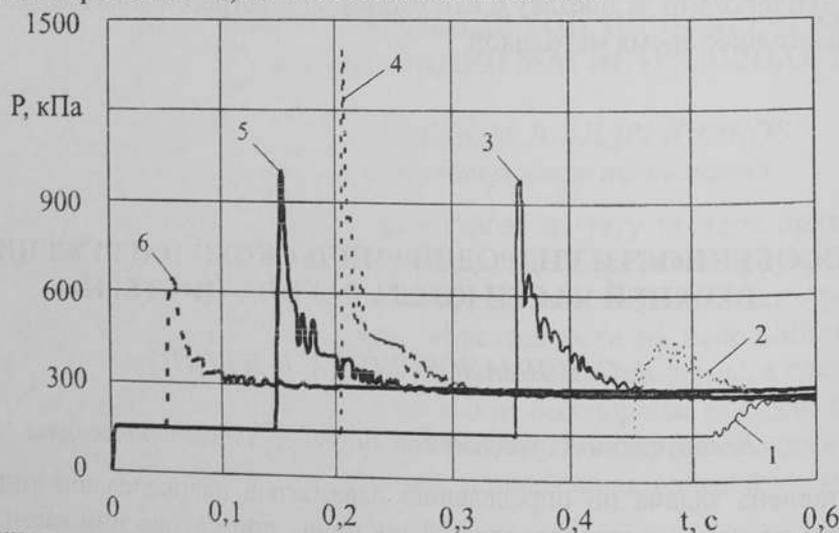


Рисунок 2 – Графики изменения давления жидкости в области люка-лаза от времени для различных уровней налива котла: 1 – 60 % заполнения; 2 – 70 % заполнения; 3 – 80 % заполнения; 4 – 90 % заполнения; 5 – 95 % заполнения; 6 – 97 % заполнения

В то же время значение внутреннего давления при испытаниях котлов на заводе-изготовителе устанавливается техническими условиями на поставку цистерн и должно быть не ниже наибольшего расчетного давления. Нормами установлено, что испытательное давление определяется по формуле

$$P_{\text{исп}} = 1,25(p_0 + P_{\text{уд}}),$$

где  $P_{\text{уд}}$  – максимальное расчетное давление гидроудара;

$$P_{\text{уд}} = \frac{N \frac{m_{\text{ж}}}{m_{\text{ваг}}}}{\pi R^2},$$

$m_{\text{ж}}$  – масса жидкости;  $m_{\text{ж}} = 60$  т;  $m_{\text{ваг}}$  – масса вагона брутто;  $m_{\text{ваг}} = 83$  т;  $N$  – продольная сила удара-рывка, приложенная к автосцепке;  $N = 3,5$  МН.

Таким образом, учитывая, что для нефтебензиновых цистерн принимают давление насыщенных паров равным 0,15 МПа, получаем величину испытательного давления

$$P_{\text{исп}} = 1,25 \cdot \left( 150000 + 3,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{60}{83 \cdot 3,14 \cdot 1,5^2} \right) = 635 \text{ кПа.}$$

Результаты проведенных расчетов показали, что давление волны сжатия на верхнюю поверхность цилиндрической обечайки котла в области люка-лаза в 2,18 раза превышает величину испытательного нагружения. Наличие этого эффекта может являться причиной нарушения плотности прилегания крышки загрузочного люка-лаза, что может приводить к потере перевозимого груза и загрязнению окружающей среды. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости корректировки испытательного давления с целью обеспечения безопасности перевозок.