

УДК 629.463.32:001.891.54

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ОБЛАСТИ ЛЮКА-ЛАЗА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ****А. В. ПУТЯТО***Учреждение образования «Белорусский государственный
университет транспорта», г. Гомель***Введение**

При эксплуатации детали вагона испытывают различные динамические нагрузки. Особенности нагружения элементов конструкции цистерн связаны с характером распределения давления на внутреннюю поверхность котла от перетекающего в нем жидкого груза. Как правило, при прочностных расчетах железнодорожных цистерн используется методика приложения силовых факторов согласно «Нормам для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [2]. Однако содержащиеся в Нормах соотношения не позволяют учесть особенности распределения давления жидкости на котел при различных уровнях налива и положениях свободной поверхности. Невозможно также учесть локальные воздействия жидкого груза на металлоконструкцию котла, сопровождающиеся высоким уровнем давления.

Анализ повреждаемости металлоконструкций нефтебензиновых вагонов-цистерн на Белорусской железной дороге, выполненный сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта», показал, что в области сочленения обечаек люка-лаза и котла встречаются трещины, вызывающие потерю груза и загрязнение окружающей среды.

Цель и постановка задачи

Целью работы является анализ нагруженности области люка-лаза котла вагона-цистерны на основе моделирования гидродинамики жидкого груза с учетом возможного его частичного налива. На основе анализа особенностей нагружения металлоконструкции котла разработать рекомендации по снижению уровня воздействия жидкого груза на рассматриваемую область.

Решение задачи

Для решения гидродинамической задачи необходимо определить характер течения жидкости в котле при рассматриваемых переходных режимах. Рассмотрим решение поставленной задачи в двух постановках: с учетом турбулентного режима потока жидкости и при рассмотрении ламинарного течения, поскольку критерий Рейнольдса будет варьироваться в зависимости от сочетания различных факторов: рода перевозимой жидкости (вязкость), начальных условий движения, уровня налива и т. п.

При турбулентном течении скорость жидкости в каждой точке пространства претерпевает непрерывные изменения, что свидетельствует о беспорядочном перемешивании масс жидкости. В процессе этого перемешивания отдельные частицы движутся по различным, весьма сложным траекториям, однако в среднем направление движения отдельных частиц совпадает с направлением потока. Переход от ла-

минарного режима к турбулентному связан с потерей устойчивости ламинарного течения, а поэтому начало этого перехода в большей мере зависит как от структуры этого потока, т. е. закона распределения скоростей и давлений, так и от интенсивности и частоты возмущений, которые вызывают турбулентацию. Переходные режимы движения, к которым можно отнести, например, экстренное торможение в кривой, удар о стоящий вагон и прочие, приводят к возмущению потока жидкости в котле и, как следствие, турбулентному течению потока жидкого груза. Кроме того, наличие ряда конструктивных элементов (лестница, привод для открытия сливного прибора, углубление обечайки люка-лаза внутрь котла и т. п.) может привести к повышению числа Рейнольдса.

Основная особенность турбулентных потоков заключается в том, что их скорости в различных фиксированных точках пространства все время изменяют свою величину и направление, что весьма усложняет возможность численного решения поставленной задачи. В связи с этим при рассмотрении перетекания жидкости в котле цистерны целесообразно рассматривать не мгновенные, непрерывно изменяющиеся скорости в данной точке пространства, а осредненные их значения в течение некоторого, достаточно продолжительного промежутка времени Δt . Осреднение по времени значения скорости \bar{v}_x , \bar{v}_y и \bar{v}_z вычисляются по формулам осреднения:

$$\bar{v}_x = \frac{\int_0^{\Delta t} v_x dt}{\Delta t}, \quad \bar{v}_y = \frac{\int_0^{\Delta t} v_y dt}{\Delta t}; \quad \bar{v}_z = \frac{\int_0^{\Delta t} v_z dt}{\Delta t}.$$

Уравнения гидродинамики вязкой несжимаемой жидкости в напряжениях в проекции на ось x :

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = f_x + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right),$$

где f_x – напряжения массовых сил; ρ – плотность; σ_{xx} – нормальные напряжения; τ_{yx} , τ_{zx} – касательные напряжения.

Для мгновенных значений скоростей и напряжений можно записать:

$$v_x = \bar{v}_x + v'_x, \quad v_y = \bar{v}_y + v'_y; \quad v_z = \bar{v}_z + v'_z;$$

$$\sigma_{xx} = \bar{\sigma}_{xx} + \sigma'_{xx}, \quad \tau_{yx} = \bar{\tau}_{yx} + \tau'_{yx}; \quad \tau_{zx} = \bar{\tau}_{zx} + \tau'_{zx},$$

где v'_x , v'_y , v'_z – мгновенные изменения скоростей; σ'_{xx} , τ'_{yx} , τ'_{zx} – мгновенные изменения напряжений.

Если в результате осреднения, проведенного в данной точке в различные моменты времени, будут получаться одни и те же значения изменяющейся величины, осредненное движение может рассматриваться как стационарное, а турбулентное движение будет квазистационарным [4]. Принимая во внимание (1), получаем следующее выражение:

$$\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\overline{v_x v_x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v_y v_x}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{v_z v_x}) = f_x + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{\sigma}_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{zx}}{\partial z} \right).$$

Поскольку рассматривается квазистатический процесс, то $\overline{\sigma'_{xx}} = \overline{\tau'_{yx}} = \overline{\tau'_{zx}} = 0$, $\overline{v_y v_x} = \overline{v_y} \overline{v_x} + \overline{v'_y v'_x}$ и $\overline{v_z v_x} = \overline{v_z} \overline{v_x} + \overline{v'_z v'_x}$. В то же время осредненное турбулентное течение должно удовлетворять уравнению неразрывности $\frac{\partial \overline{v_x}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v_y}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v_z}}{\partial z} = 0$. В

результате получим

$$\frac{\partial \overline{v_x}}{\partial t} + \overline{v_x} \frac{\partial \overline{v_x}}{\partial x} + \overline{v_y} \frac{\partial \overline{v_x}}{\partial y} + \overline{v_z} \frac{\partial \overline{v_x}}{\partial z} = f_x + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\sigma_{xx}} - \rho \overline{v'_x v'_x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\tau_{yx}} - \rho \overline{v'_y v'_x}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\tau_{zx}} - \rho \overline{v'_z v'_x}) \right].$$

Приведенное уравнение показывает, что в осредненном турбулентном потоке к обычным вязкостным напряжениям гидродинамических сил добавляются напряжения, зависящие от изменения скорости. Это турбулентные напряжения, которые отсутствуют в ламинарном потоке. Аналогично преобразовываются уравнения в проекции на оси y и z .

Таким образом, в уравнениях движения потока жидкости фигурирует шесть величин неизвестных турбулентных напряжений:

$$\begin{pmatrix} -\overline{\rho v'_x v'_x} & -\overline{\rho v'_y v'_x} & -\overline{\rho v'_z v'_x} \\ -\overline{\rho v'_x v'_y} & -\overline{\rho v'_y v'_y} & -\overline{\rho v'_z v'_y} \\ -\overline{\rho v'_x v'_z} & -\overline{\rho v'_y v'_z} & -\overline{\rho v'_z v'_z} \end{pmatrix}.$$

Для их вычисления необходимо установить связь между турбулентными напряжениями и осредненными параметрами течения. Существует большое количество моделей турбулентности, для решения поставленной задачи в силу достаточно простой геометрии модели котла остановимся на $(k - \varepsilon)$ -модели, как наиболее распространенной, которая основана на двух уравнениях: для турбулентной кинетической энергии k и скорости диссипации турбулентной энергии ε [1].

Решение поставленной задачи выполнено с использованием программного комплекса ANSYS [5], [6], для чего создана геометрическая модель жидкости в котле, в которой учитывались основные особенности его конструкции, в том числе форма криволинейного сопряжения цилиндрической обечайки со сферическим днищем и область установки люка-лаза. При создании турбулентной модели течения жидкости необходимо использовать более детальную сетку элементов по сравнению со случаем ламинарного режима, а также мелкий шаг приращения времени. Грубая сетка может привести к потере точности решения в местах с большими градиентами давления и скорости. Для получения более мелкой сетки конечных элементов вблизи стенок котла и возможности использования четырехгранных конечных элементов с регулярным разбиением области жидкости, что предпочтительнее пирамидальных, так как приводит к более устойчивому решению, его плоскость была разбита на ряд подобластей. В результате разработана математическая модель, соответствующая средней продольной плоскости котла цистерны, которая состоит из 22772 конечных элементов. Более детальное описание построения математической модели котла цистерны с жидкостью приведено в [3].

Рассматривался наиболее опасный с позиции нагруженности конструкции вагона случай – удар о неподвижное препятствие при нормативном уровне налива котла и его

частичном заполнении. В качестве перевозимой жидкости рассматривался бензин, с плотностью 870 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. Шаг по времени варьировался от $0,003 \text{ с}$ до $0,001 \text{ с}$.

Анализ полученных результатов

В ходе многовариантных расчетов были установлены закономерности распределения давления жидкости в котле цистерны. Из анализа результатов расчетов при рассмотрении различных моделей описания течения жидкости (ламинарный и турбулентный) установлено, что при уровне заполнения цистерны до 90% наблюдается незначительное отличие давлений. При 97% -ном заполнении различия в давлениях существенны, что обусловлено, по-видимому, ударами жидкости о верхнюю часть котла.

В целом учет осредненных значений скоростей турбулентных возмущений в ряде случаев дает возможность получения устойчивых решений. Следует также отметить, что без активации модели турбулентности при ряде уровней заполнения котла отсутствует сходимость решения при длительности процесса $0,4 \text{ с}$, что объясняется нарушением ламинарных характеристик течения.

В ходе многократных расчетов была обнаружена область локального сжатия жидкости при заполнении котла цистерны до величины близкой к нормативному уровню, который может изменяться в зависимости от плотности перевозимого груза. Установлено, что она зарождается в области перехода от сферического днища на цилиндрическую обечайку, а затем «бежит» к противоположному днищу.

В связи с этим представляют интерес значения давлений жидкости в области люка-лаза (рис. 1).

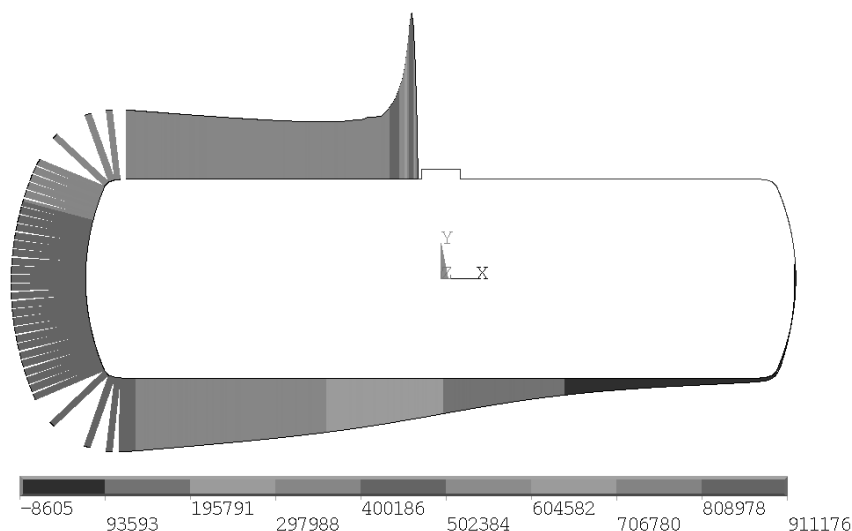


Рис. 1. Эпюра распределения давления (Па) по внутренней поверхности котла для налива 90% в момент времени $t = 0,207 \text{ с}$

Значения максимальных давлений жидкости в области люка-лаза котла для различных наливов и соответствующее время после начала переходного процесса

Налив, %	Время, с	Давление, кПа
60	$t = 0,576$	185
70	$t = 0,477$	301
80	$t = 0,360$	644
90	$t = 0,207$	911
95	$t = 0,153$	631
97	$t = 0,054$	420

Величина внутреннего давления при испытаниях котлов на заводе-изготовителе устанавливается техническими условиями на поставку цистерн и должна быть не ниже наибольшего расчетного давления. В общем случае величина испытательного давления определяется по формуле [2]:

$$P_{\text{и}} = 1,25(p_0 + P_{\text{у}}),$$

где $P_{\text{у}}$ – максимальное расчетное давление гидроудара.

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

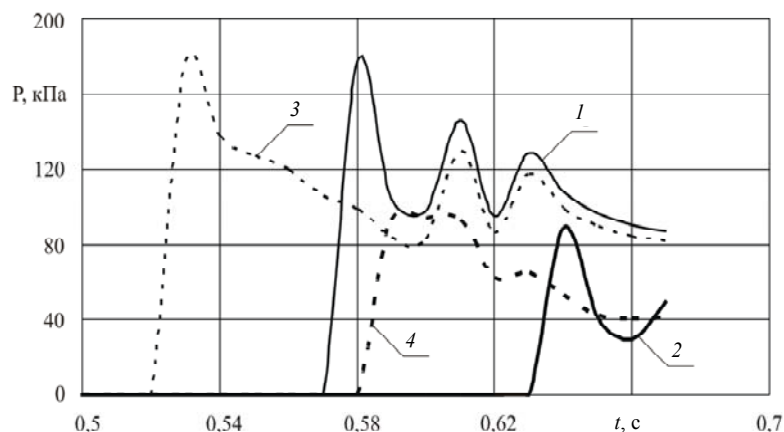
где $m_{\text{ж}}$ – масса жидкости, $m_{\text{ж}} = 60$ т; $m_{\text{в}}$ – масса вагона брутто, $m_{\text{в}} = 83$ т; N – продольная сила удара-рывка, приложенная к автосцепке, $N = 3,5$ МН.

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

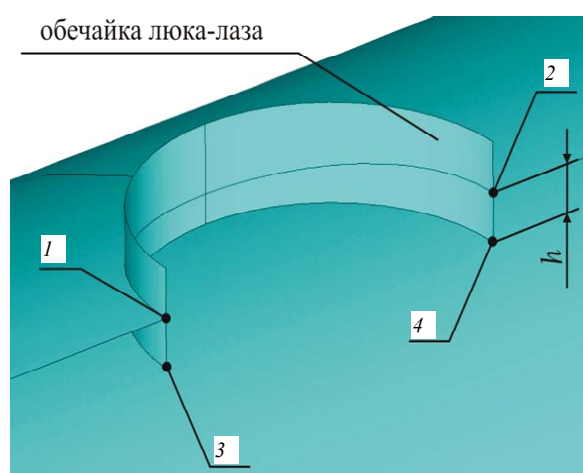
$$P_{\text{и}} = 1,25 \cdot (150000 + 3,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{60}{83 \cdot 3,14 \cdot 1,5^2}) = 635 \text{ кПа}.$$

В результате выполнения серии расчетов получены временные зависимости давления жидкости на внутреннюю поверхность котла для различных уровней его заполнения. Характерная зависимость для различных областей люка-лаза, обозначенных на рис. 2, б, при наливе котла 60 % и параметре $h = 0,15$ м, характеризующего высоту части обечайки люка-лаза, расположенную внутри котла, приведена на рис. 2, а.

Для различных уровней налива и значений параметра h зафиксировано, что давление в исследуемых областях принимает максимальные значения в момент времени, соответствующий первоначальному взаимодействию жидкости с металлоконструкцией после соударения вагона.



а)



б)

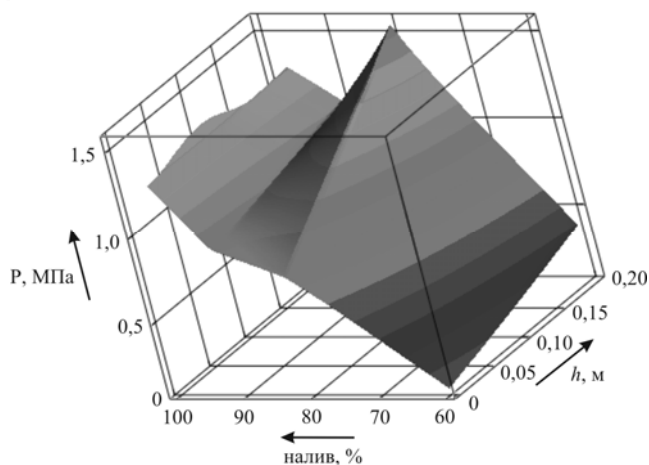
Рис. 2. Зависимости давления жидкости от времени для различных областей люка-лаза (налив 60 %, $h = 0,15$ м)

Установлено, что характер изменения максимальных давлений от параметра h при различных наливах котла существенно отличается. Так, при наливе котла 60 % к самым нагруженным относятся области 1 и 3, и для этого заполнения наиболее рациональным значением углубления обечайки люка-лаза внутрь котла является 0,15 м, что соответствует минимальному значению давлений. Анализируя зависимости при наливе котла 80 %, практически во всех исследуемых областях зафиксирован рост давлений жидкости по мере увеличения параметра h , причем градиент роста давлений в наиболее нагруженных областях существенно увеличивается при значениях h более 0,15–0,17 м. При заполнении котла жидким грузом на 90 % наиболее нагруженными оказались также области 1 и 2, в которых с увеличением значения h до 0,16–0,17 м давления также растут, а затем несколько снижаются. В то же время в областях 3 и 4 с увеличением значения параметра h давления уменьшаются.

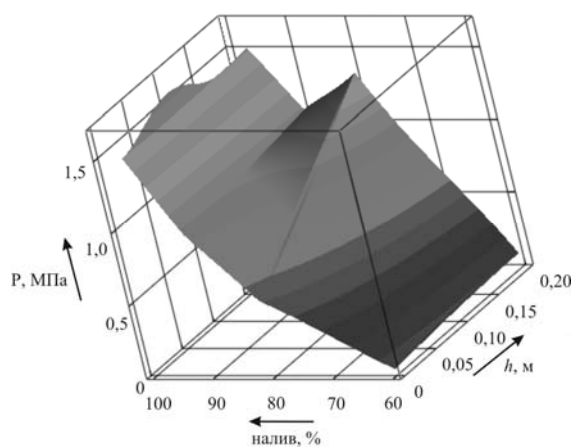
Несколько нетипичными, по сравнению с описанными выше, оказались результаты определения максимальных давлений в исследуемых областях при нормативном наливе котла. В этом случае наиболее нагруженными оказались области 2 и 4, причем наибольшие значения давлений соответствуют значениям h в интервале от 0,05 до 0,12. Практически в этом же интервале значений углубления зафиксированы максимальные давления в областях 1 и 3.

Следует отметить, что при наливе котла 80 и 90 % максимальные значения давлений жидкости в областях 1 и 2 значительно превышают испытательное давление, а при нормативном наливе превышение зафиксировано для всех областей.

Для удобства дальнейшего анализа результатов построим трехмерные зависимости значений максимальных давлений от уровня налива котла жидким грузом и параметром h (рис. 3) для областей 1 и 2. Установлено, что максимальные давления для всего исследуемого диапазона параметра h имеют место при наливе котла 80 %, затем несколько снижаются по мере увеличения загрузки цистерны и после 90 % заполнения котла возрастают.



а)



б)

Рис. 3. Трехпараметрические зависимости «максимальное давление – налив – параметр h » для областей 1 и 2: а – область 1; б – область 2

Заключение

Результаты исследований показали, что после соударения вагонов в местах с малым радиусом кривизны оболочки зарождается волна сжатия, которая бежит по верхней поверхности цилиндрической обечайки котла. Значение локального давления в области люка-лаза в 1,43 раза превышает величину испытательного нагружения.

Результаты анализа нагруженности различных зон в области люка-лаза при мгновенной остановке вагона-цистерны с частично заполненным жидкостью котлом и при изменении углубления обечайки люка-лаза внутрь котла показали, что рационально задавать параметр h в следующих диапазонах: от 0 до 0,05 м и от 0,14 до 0,15 м.

Наличие давлений такого порядка в области люка-лаза может являться причиной нарушения плотности прилегания крышки загрузочного люка, что в свою очередь может привести к потере перевозимого груза и загрязнению окружающей среды. Кроме того, практика обследования технического состояния кузовов вагонов-цистерн после длительной эксплуатации показала, что в областях приварки горловины люка-лаза встречаются трещины, одной из причин возникновения и развития которых могут быть периодические локальные воздействия жидкости, сопровождающиеся достаточно большими значениями давлений.

Литература

1. Войткунский, Я. И. Гидромеханика : учебник / Я. И. Войткунский, Ю. И. Фадеев, К. К. Федяевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Судостроение, 1982. – 456 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – Москва, 1996. – 319 с.
3. Сенько, В. И. Прочность кузова железнодорожной цистерны с учетом перемещения перевозимого жидкого груза / В. И. Сенько, А. В. Путято, А. О. Шимановский. – Гомель : БелГУТ, 2006. – 210 с.
4. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей : в 2 т. / К. Флетчер ; пер. с англ. – Москва : Мир, 1991. – Т. 2. – 552 с.
5. Чигарев, А. В. ANSYS для инженеров : справ. пособие / А. В. Чигарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. – Москва : Машиностроение-1, 2004. – 512 с.
6. Moaveni, S. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. – Upper Saddle River, New Jersey, 1999. – 527 p.

Получено 23.10.2008 г.