

基于流固耦合的非满载液罐车制动性能分析*

宋晓娟^{1,2} 李灿鹏^{1,2} 任月颖^{1,2†}

(1. 内蒙古工业大学 机械工程学院, 呼和浩特 010051)

(2. 内蒙古自治区特种服役智能机器人重点实验室, 呼和浩特 010051)

摘要 为研究非满载充液罐车紧急制动过程中液体晃动剧烈程度,采用有限单元法对液罐车减速过程中液体晃动进行模拟,分析了相同充液比下全防波板的数量差异、相同表面积的部分防波板安装位置对液体冲击力的影响,同时,将液体压力作为负载加载到防波板上研究防波板应力变化,仿真结果得出:纵向布置的全防波板随数量的增加,可以明显降低减速过程中液体对前封头的冲击力;与相同表面积的下端防波板相比,上端防波板对降低冲击力的影响较小;将液体晃动得到的压力作为防波板载荷输入,应力最大值出现在第二块防波板处。

关键词 流固耦合, 液体晃动力, VOF, 液罐车

中图分类号:TH22

文献标志码:A

Braking Characteristic Analysis of Non-full Load Liquid Tank Truck Based on Fluid-structure Interaction*

Song Xiaojuan^{1,2} Li Canpeng^{1,2} Ren Yueying^{1,2†}

(1. College of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China)

(2. Inner Mongolia Autonomous Region Key Laboratory of Intelligent Robots for Special Service, Hohhot 010051, China)

Abstract In order to study the degree of liquid sloshing during the emergency braking of non-full load tank truck, the finite element method is used to simulate the liquid sloshing during the deceleration of tank truck. The influence of the number difference of the whole wave proof plate and the installation position of part of the wave proof plate with the same surface area on the liquid impact force is analyzed under the same filling ratio. The liquid pressure is loaded onto the wave proof plate as a load to study the stress change of the wave proof plate. The simulation results show that the impact force of liquid on the front head can be obviously reduced with the increase of the number of longitudinally-arranged full wave protection plates. Compared with the lower wave-proof plate with the same surface area, the upper wave-proof plate can not only reduce the impact force, but also increase the liquid impact force; The maximum pressure obtained by liquid sloshing is used as the load input of the wave-proof plate and it is found that the maximum stress occurs in the second wave-proof plate.

Key words fluid-structure interaction, liquid shaking power, VOF, tank truck

2022-04-19 收到第 1 稿, 2022-08-09 收到修改稿。

* 国家自然科学基金资助项目(11962020, 12362004, 12172182, 12132002), 内蒙古青年科技英才项目(NJYT23067, NJYT23029), National Natural Science Foundation of China (11962020, 12362004, 12172182, 12132002), Program for Young Talents of Science and Technology in Universities of Inner Mongolia Autonomous Region (NJYT23067, NJYT23029).

† 通信作者 E-mail: renyueying@imut.edu.cn

引言

随着道路运输的比重日渐增大,运送的货物多种多样,其中包括固体、液体等,然而液体的运输危险系数远远大于固体货物.液体货物一般都是在特制的重型液罐车中运输,在运输过程中遭遇特殊情况时需要紧急制动,然而在制动的过程中罐体内液体会猛烈冲击液罐车前封头,产生液锤作用,影响罐车的制动性以及操纵性,容易发生事故造成人员财产损失^[1,2].在罐车中配置防波板可有效的减小液体晃动的冲击,防止事故的发生^[3,4].

文献[5]对重型液罐车的关键液压部件进行数学建模,搭建了实验平台,模拟典型制动工况,验证了所建立的液压模型准确.文献[6]采用ALE算法建立了在液罐车的有限元模型,分析了罐内液体晃动及罐体结构的力学响应.文献[7]基于拉格朗日描述的柔性多体系统动力学理论,采用绝对节点坐标有限元方法描述液体大变形运动,开展铁路液罐车内液体晃动模拟研究.文献[8]通过将液体晃动模型与液罐车刚体模型相结合得到车-液耦合动力学模型,分析有无控制策略情况下,液体晃动对液罐车横向稳定性的影响.周凤霞等^[9]在考虑液体质心横向移动情况下,研究了不同激励下对车辆侧倾稳定性的影响.Li等^[10]通过对典型公路油罐车运输事故的案例研究,揭示了不同时刻内、外部条件下的风险水平变化规律.刘小民等^[11]基于欧拉法仿真了液罐车在普通公路上的转弯以及制动情况下液体的晃动.

Alexandr^[12]阐述了油罐车在制动状态下运动不稳定的原因,提出了基于单周期振荡能量耗散分析确定的挡板优化设计方法.目前VOF方法是研究多相流问题的主流方法,文献[15,17]使用VOF研究了液体晃动问题.王晓东等^[13]采用流固耦合法分析了运输罐车制动过程中晃动的应力响应.Ganuga等^[14]采用分区计算方法分析了刚性挡板与柔性挡板的防波效果.

本文以公路运输液罐车为研究对象,采用Fluent有限元软件,对液罐车在减速过程中全防波板、相同表面积不同安装位置的部分防波板在减速过程中对罐车前封头受力影响进行模拟分析.进而,将液体晃动过程中产生的最大压强值作为负载,加载到防波板上,分析防波板的应力变化情况.

1 液体晃动理论

1.1 边界条件

液罐车内的液体满足连续方程和动量方程,边界即为罐体中被液体湿润的部分以及液体的自由表面,边界处液体不能脱离油罐车的壁面的同时也不能向罐体外渗透,在罐体表面上满足条件:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_b \quad (1)$$

$$\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{v}_b \cdot \mathbf{n} \quad (2)$$

式中: \mathbf{v} 为液体质点的速度矢量; \mathbf{v}_b 罐体壁面的速度矢量; \mathbf{n} 浸润罐体壁法线的基矢量,液体质点的速度在法向 \mathbf{n} 上应该与固壁速度的法向量相等.

1.2 控制方程

液罐车在紧急制动时,罐内气体与液体为典型的气液两相流动,VOF在求解两相流问题需要求解控制方程组包括连续方程和动量方程.

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (4)$$

式中: u_i, u_j 分别为 i, j 方向的速度, m/s ; p 为压强, Pa ; ρ 和 μ 分别为容积分数的平均密度和分子运动粘度,其中 ρ 和 μ 满足如下公式:

$$\rho = \alpha_w \rho_w + (1 - \alpha_w) \rho_a \quad (5)$$

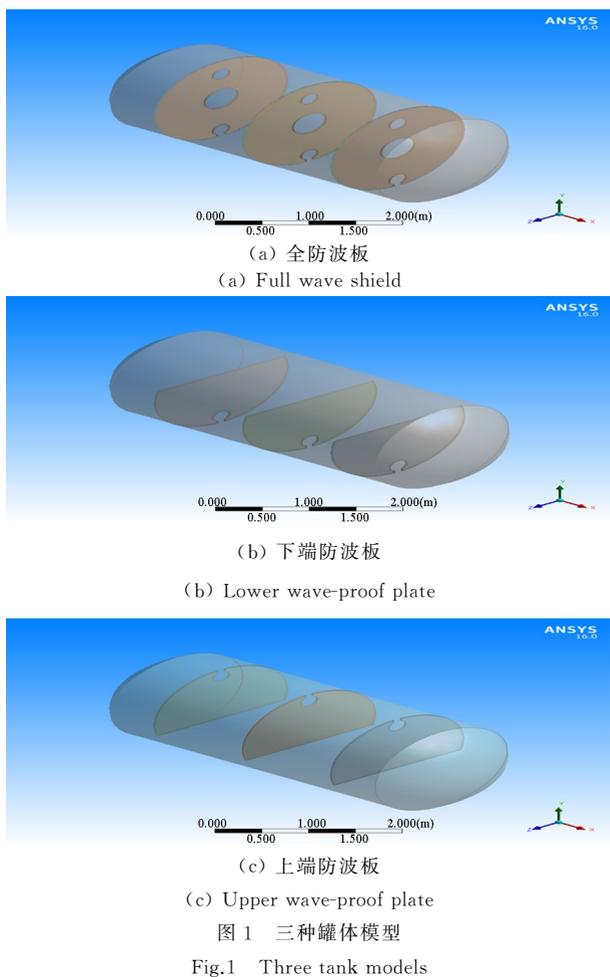
$$\mu = \alpha_w \mu_w + (1 - \alpha_w) \mu_a \quad (6)$$

式中: α_w 为液体的容积分数; ρ_w, ρ_a 分别为液体的和气体的密度, kg/m^3 ; μ_w, μ_a 分别为液体和气体的动力粘性系数, m^2/s .

2 罐车模型

2.1 几何模型建立

使用中的液罐车由筒体、前后封头、进油口、卸油孔组成,罐车横截面为圆形.在研究液罐车内液体晃动问题,主要求解出液体晃动的过程中自由液面的位置,其他物理量都依赖于自由液面的求解.进行适当简化,忽略进油口和卸油孔.



筒体半径 $R = 1000\text{mm}$, 筒体长 $L = 5000\text{mm}$, 使用 DesignModel 建立带三类防波板的几何模型, 其中全防波板中间通孔半径 250mm , 上端气孔半径 125mm , 下端通油孔半径 100mm . 下端防波板的上端面距离罐体最高点为 $0.71R$, 上端防波板与下端防波板上下对称安装, 三类防波板的罐体模型如图 1 所示.

2.2 网格无关性验证

有限元计算过程中网格尺寸大小对计算结果有很大影响, 在求解模型时选取了三种网格大小分别为 100mm 、 150mm 、 250mm 三种, 比较了在三种网格大小下的罐车前锋头受力情况, 图 2 为受力情况对比.

可以看出, 制动结束前三种网格尺寸受力趋势一致, 受力最大值略有偏差, 为提高计算机运算速度, 本文选择网格尺寸为 150mm 进行计算.

3 未加防波板的冲击力分析

为模拟充液比为 0.5 、充液介质为水的液罐车

匀减速制动的过程, 取正常行驶速度为 54km/h (约为 15m/s) 根据最小制动距离为 19m 的规定^[17] 可知:

$$a = \frac{v_0^2 - v_1^2}{2x} \quad (7)$$

式中: a 为减速过程中的加速度, v_0 为平稳运行时的速度, v_1 为制动后的速度, x 为制动距离.

从上式可以得出减速过程中加速度为 5.9m/s^2 , 但为了保守计算, 本文中取减速过程中的平均加速度为 6m/s^2 进行仿真模拟. 因液罐车停止后液体将在液罐内做自由衰减运动, 且恢复至平稳时间较长, 此处仅模拟从减速开始后 20s 内罐车前封头受到的液体冲击力. 其对液罐车前封头的冲击力曲线如图 3 所示.

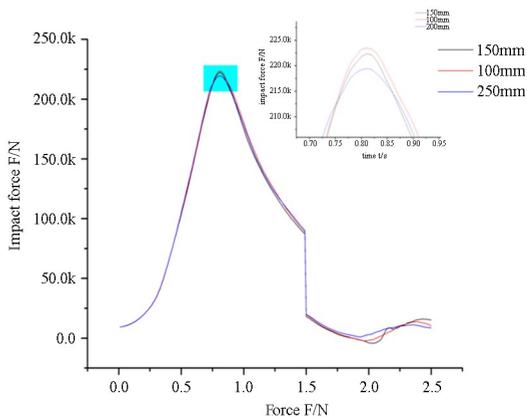


图2 网格无关性验证

Fig.2 Grid independence verification

从图 3 中可以看出在减速开始的 0.75s 后冲击力达到最大 121152N , 在 2.5s 时制动完成, 液体对前封头的冲击力由 60kN 立即下降到 30kN , 此后液罐车内的液体将进行周期晃动且晃动力幅值逐渐减小. 由图中知, 在仿真进行到 20s 时液罐车内的液体仍处于自由晃动. 由于瞬时冲击力最高可达到 121152N , 会对液罐车制动性以及操控性产生严重影响, 因此需要对减速过程中的晃动力幅值进行抑制.

液罐车内的液体在液罐车制动停止后, 还需要长时间的自由晃动且幅值仅为最大幅值的 15% 左右, 对液罐车安全影响较小, 因此在接下来的仿真分析中仅仿真前三秒的液体对前封头的冲击力.

为了研究在减速过程中不同加速度对液体冲击力幅值的影响, 分别采用加速度为 3m/s^2 、 6m/s^2 、 10m/s^2 以及 15m/s^2 对未加防波板的罐体模型进行数值模拟. 液体晃动对前封头的冲击力时

域响应结果如图4所示。

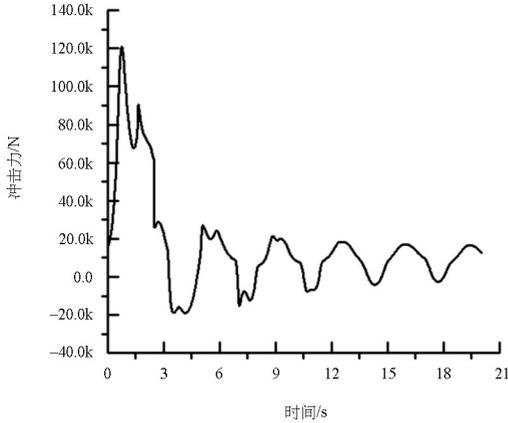


图3 无防波板前封头受力曲线

Fig.3 Stress curve of front head without wave-proof plate

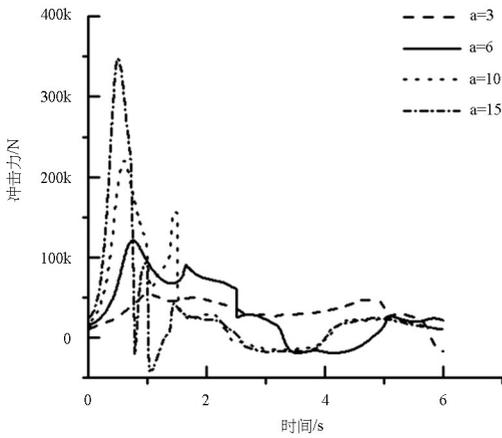


图4 不同加速度前封头的受力时域响应

Fig.4 Time-domain response of the head before different acceleration

分析图4冲击力响应,可以看出相同初速度的工况下,加速度为 15m/s^2 时冲击力幅值最大,同时,最早完成减速,液体冲击力幅值随加速度增大而增大.因此,在驾驶部分充液罐车时应该尽量减少紧急制动,缓慢制动可以有效保证冲液罐车在行驶中的安全性。

减速过程中一般都是以恒定加速度减速,当加速度确定时还需要考虑罐车内不同体积的液体晃动对冲击力峰值的影响.用充液比 μ 来表征罐内液体体积与罐体容积的比值:

$$\mu = V_0/V \quad (8)$$

式中 V_0 为罐内液体体积; V 为罐体模型容积。

分别考虑充液比 μ 为0.3、0.5、0.7、0.9时液体晃动对前封头冲击力幅值的影响,仿真结果如图5所示。

从图5中可以看出减速过程中加速度相同时,不同充液比完成减速的时间相同.充液比为0.9时

冲击力最大,制动过程中随着充液比的增大液体冲击力增大,达到峰值的时间越短。

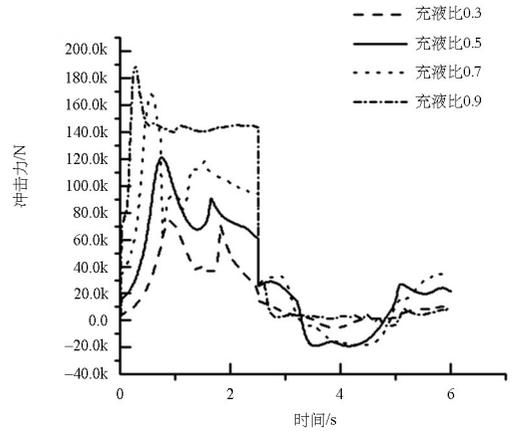


图5 不同充液比前封头的受力时域响应

Fig.5 Time-domain response of the head with different filling ratios

4 防波板对晃动力幅值影响

4.1 防波板数量对晃动力幅值影响

保证液罐车紧急减速过程中的安全,采用增加全防波板的方法.在液罐车中安装不同数量全防波板,液罐车的冲击力响应情况,如图6所示。

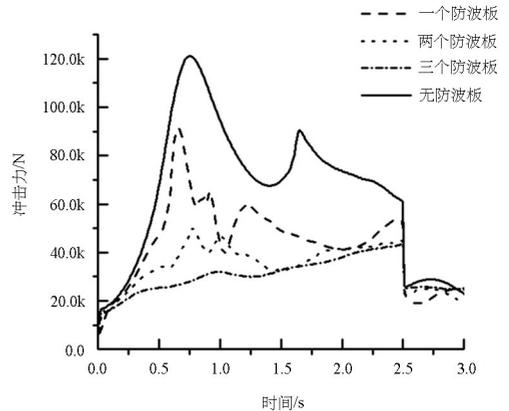


图6 安装不同数量的全防波板前封头受力响应

Fig.6 Stress response of the head before installing different numbers of all wave-proof plates

由图6可以看出随着全防波板数量的增加,减速过程中液体晃动力峰值明显减小,且晃动的更加平稳,当仅增加一块防波板时就可以使液体晃动的冲击力峰值减小到 91237N ,而当防波板的数量增加到三个时,液体晃动冲击力的时域响应几乎为一条倾斜直线.可见在液罐车中增加全防波板对液体晃动的冲击力具有明显的抑制作用,且随着全防波板数量的增加,抑制作用明显增强.在表1中列出

了增加不同数量防波板的情况下,前封头受到的最大冲击力,另外,增加一块全防波板,第一次冲击力峰值出现在 0.6s 前后,增加两块全防波板,第一次冲击力峰值出现在 0.5s 前后,增加三块全防波板,第一次冲击力峰值出现在 0.4s 前后。

表 1 不同数量全防波板前封头冲击力峰值
Table 1 Peak impact force of front head of different numbers of all wave-proof plates

| Number of wave proof plate | Max value of front head F/N |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 91237 |
| 2 | 50006 |
| 3 | 43566 |

4.2 防波板的安装位置对液体冲击力的影响

为了解相同表面积不同安装位置的防波板对液罐车在减速过程中液体晃动冲击力的影响,将针对相同表面积不同安装位置的防波板进行液体晃动仿真分析,首先对装有上端防波板的液罐车[图 1 (c)]与未装防波板的液罐车在减速过程中进行仿真对比,其结果如图 7 所示。

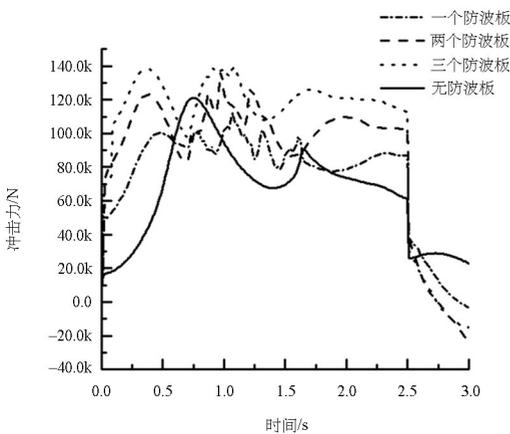


图 7 上端防波板数量对液体晃动力的影响
Fig.7 Influence of the number of upper wave-proof plates on liquid sway power

从图 7 中可以看出随着上端防波板数量的增加,液体对前封头的冲击力也增大,超过了未加防波板时的最大幅值,其中在安装三块上端防波板时冲击力峰值最大,最大值达到了 138831N.同时,图中判断出安装三块上端防波板时,在 0.3s 时出现首次冲击力峰值,1s 前后冲击力小范围波动较大,1.3s 左右冲击力出现波谷,2s 前后冲击力呈缓慢

下降趋势,2.5s 时制动完成冲击力迅速降低,3s 时为自由晃动.在图 8 中列出了上端防波板前三秒不同时刻的气液分布图。

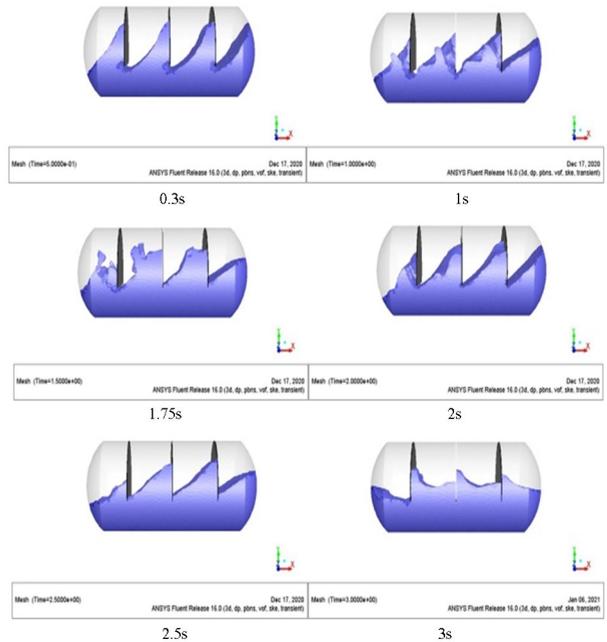


图 8 上端防波板气液分布图
Fig.8 Gas-liquid distribution of the upper wave-proof plate

表 2 不同数量上端防波板前封头冲击力峰值
Table 3 Peak impact force of front head of upper wave-proof plates in different quantities

| Number of wave proof plate | Max value of front head F/N |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 112222 |
| 2 | 136279 |
| 3 | 138831 |

在表 2 中列出了增加不同数量的上端防波板的情况下,前封头受到的最大冲击力响应.另外,防波板数量的增加第一次出现峰值的时间也提前了,上端防波板将液罐车分成下端连通上端分离的多个舱室,连通的液体快速冲向前封头.之后,向上冲击罐体上表面再次冲击防波板,增加了液体冲击前封头与防波板的次数,才使得随着防波板数量的增加液体对前封头的冲击力增加.在图 4 中可以看出制动结束后,随着上端防波板数量的增加,自由晃动的幅值也逐渐增大。

为了研究相同结构不同安装位置,液体对前封头的冲击力影响,接下来将考虑下端防波板对液罐车减速过程的影响.对装有以下端防波板的液罐车

[图 1(b)]与未装防波板的液罐车在减速过程中进行仿真对比,其结果如下图 9 所示。

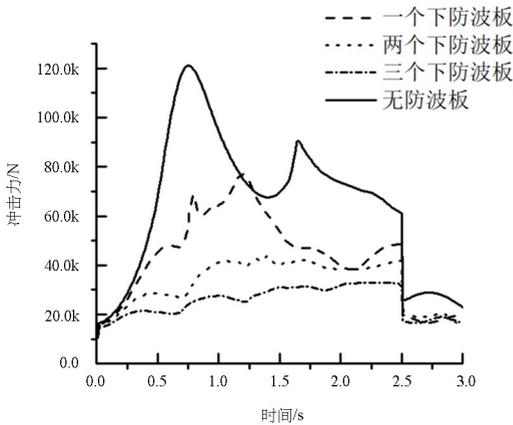


图 9 下端防波板数量对液体晃动力的影响
Fig.9 Influence of the number of anti-wave plates at the upper end on liquid sway power

从图 9 中我们可以看出,随着下端防波板数量的增加,液体对前封头的冲击力的衰减明显.当增加到三块防波板时,液体晃动的最大冲击力仅为初始冲击力的三分之一,此时最大冲击力为 32801N.三块防波板时冲击力相对平稳,在图 10 中列出了下端防波板前三秒不同时刻的气液分布图。

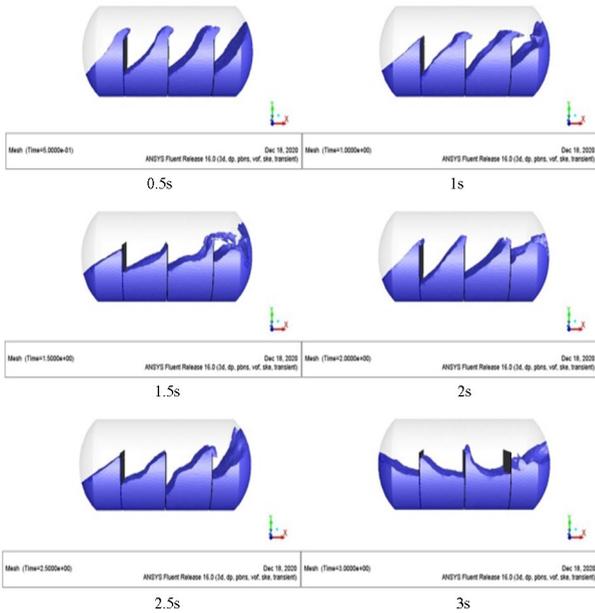


图 10 下端三个防波板液相分布图
Fig.10 Gas-liquid distribution of the lower wave-proof plate

在表 3 中列出了增加不同数量的下端防波板的情况下,前封头受到的最大冲击力.另外,防波板数量的增加第一次出现峰值的时间也提前了.下端防波板数量的增加对前封头冲击力起到明显降低

作用,是因为安装下端防波板罐体形成了上端连通下端隔离的小体积舱室,在液罐车减速过程中,下端防波板可以有效的阻止绝大多部分的液体涌向前封头,极少量液体越过下端防波板涌向前封头,对前封头的冲击力影响较小.从图 10 看出下端防波板阻挡了大部分液体晃动,液体只在单个舱室内小幅晃动。

表 3 不同数量下端防波板前封头冲击力峰值

Table 3 Peak impact force of front head of wave-proof plate at different numbers

| Number of wave proof plate | Max value of front head F/N |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 77396 |
| 2 | 41875 |
| 3 | 32801 |

5 单项流固耦合防波板分析

罐体内液体晃动对防波板的变形影响较小,研究液体对防波板的强度影响时,采用单项流固耦合法.将液体压力作为负载加载到防波板上来计算防波板的响应。

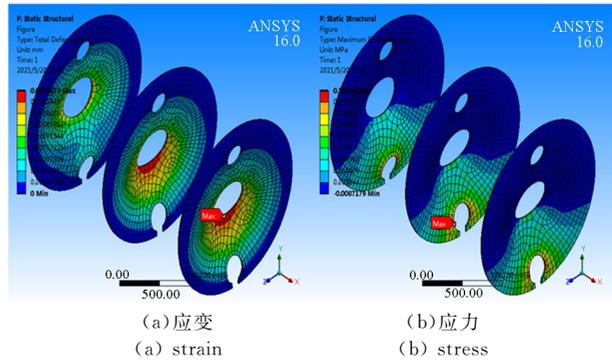


图 11 全防波板应力应变云图
Fig.11 Stress-strain cloud diagram of wave-proof plate

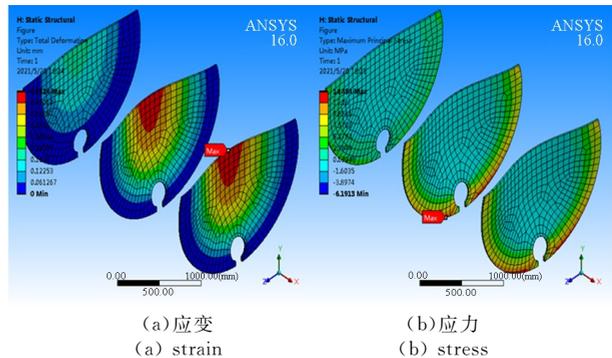


图 12 下端波板应力应变云图
Fig.12 Stress-strain cloud diagram of lower wave plate

经过以上分析,上端防波板起不到降低液体冲击力幅值的作用。在分析液体晃动对防波板的冲击力影响时,不考虑上端防波板的情况。流固耦合计算完成后,全防波板和下端防波板应力应变云图如图11和图12所示。

从图11中可以观察到全防波板应变主要集中在第一块防波板中间通孔下端,最大变形量为0.01mm;最大应力主要集中在第二块防波板下端通油孔处,最大应力值为0.31MPa;图12中可以观察到,下端防波板应变主要集中在第一块防波板的上端中心处,最大变形量为0.55mm;最大应力主要集中在第二块防波板下端左侧与罐体连接处,最大应力值为14.45MPa。

6 结论

本文主要研究了同一充液比不同全防波板数量、相同表面积不同安装位置的部分防波板对液罐车前封头冲击力的影响,以及液体压力作为负载加载到防波板研究防波板的力学响应。得出结论如下:

(1)纵向布置的全防波板和下端防波板随数量的增加,可以明显降低减速过程中液体对前封头的冲击力。

(2)相同表面积的部分防波板,上端防波板对降低液体冲击力的作用不明显。

(3)将液体晃动得到的压力,作为负载加载到防波板上,得到全防波板的最大应力0.31MPa,位于第二块防波板下端通油孔处;下端防波板的最大应力14.45MPa,位于第二块防波板下端左侧与罐体连接处。

参考文献

- [1] 李韶华,王伟达.车辆动力学与控制研究进展[J].动力学与控制学报,2021,19(3):1-4.
LI S H, WANG W D. Research advance in vehicle dynamics and control [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(3): 1-4. (in Chinese)
- [2] 韩彦伟,张子建.车辆系统的非线性行驶动力学响应[J].动力学与控制学报,2021,19(1):53-60.
HAN Y W, ZHANG Z J. Research on nonlinear driving dynamics of a vehicle system [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(1): 53-60. (in Chinese)
- [3] 陈志伟.移动式压力容器介质晃动数值模拟及防波装置研究[D].杭州:浙江大学,2006.
CHEN Z W. Numerical simulation of medium sloshing and anti-wave device for mobile pressure vessel [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006. (in Chinese)
- [4] ABHIJIT D. Effect of tank cross-section and longitudinal baffles on transient liquid slosh in partly-filled road tankers [D]. Montreal, Canada: Concordia University, 2011.
- [5] 李宇柔,金智林,王晓露,等.重型车线控液压制动系统动力学分析与控制[J].动力学与控制学报,2021,19(3):15-21.
LI Y R, JIN Z L, WANG X L, et al. Dynamic analysis and control of linear hydraulic braking system for heavy duty vehicles [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(3): 15-21. (in Chinese)
- [6] 林建军,姚曙光,邓浩.载液铁路罐车超速连挂冲击过程研究[J].铁道机车车辆,2016,36(4):17-21.
LIN J J, YAO S G, DENG H. Research on the impact process of overspeed tandem suspension of railway tank car carrying liquid [J]. Railway Locomotive & Vehicle, 2016, 36(4): 17-21. (in Chinese)
- [7] 石怀龙,王勇,郭平波.基于拉格朗日描述的罐车内液体晃动模拟[J].动力学与控制学报,2018,16(2):157-164.
SHI H L, WANG Y, WU P B. Liquid sloshing simulation in railway tank car based on total lagrangian approach [J]. Journal of Dynamics and Control, 2018, 16(2): 157-164. (in Chinese)
- [8] 李杰,于志新,程新新,等.车-液耦合响应下液罐车稳定性控制仿真[J].油气储运,2020,39(2):188-194+221.
LI J, YU Z X, CHENG X X, et al. Simulation of stability control of tank truck under vehicle-liquid coupling response [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2020, 39(2): 188-194+221. (in Chinese)
- [9] 周凤霞,吴文军,黄中烈,等.液罐车侧倾稳定性研究[J].汽车实用技术,2019(23):124-126.
ZHOU F X, WU W J, HUANG Z L, et al. Research on roll stability of tank car [J]. Automobile Practical Technology, 2019(23): 124-126. (in Chinese)

- nese)
- [10] LI Y T, LI, D D XU, J S. Real-time risk analysis of road tanker containing flammable liquid based on fuzzy Bayesian network [J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2020, 134: 36–46.
- [11] 刘小民. 部分充液罐车晃动模拟 [J]. *西安交通大学学报*, 2007, 11(5): 23–25.
- LIU X M. Simulation of sloshing of partially filled tank truck [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2007, 11 (5): 23–25. (in Chinese)
- [12] ALEXANDR O S, MARYNA G, VOLHA I. Dynamics of tank trucks with baffles for transportation of viscous liquids [J]. *International Journal of Mechanical Engineering Robotics Research*, 2018, 7 (4): 438–443.
- [13] 王晓东, 惠虎. 基于流固耦合法低温运输罐车制动过程应力分析 [J]. *低温与超导*, 2016, 44(5): 13–16 + 26.
- WANG X D, HUI H. Stress analysis of low temperature transport tank car braking process based on fluid-solid coupling method [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2016, 44(5): 13–16 + 26. (in Chinese)
- [14] GANUGA HARISH R S, VISWANATHAN S, SONAR A. Fluid-structure interaction modelling of internal structures in a sloshing tank subjected to resonance [J]. *International Journal of Fluid Mechanics Research*, 2014, 41(2): 145–168.
- [15] 闵朗, 钟若瑛, 彭远卓, 等. 基于 VOF 方法的飞机金属油箱晃动仿真分析 [J]. *科技创新与应用*, 2021 (8): 7–12.
- MIN L, ZHONG R Y, PENG Y Z, et al. Simulation analysis of aircraft metal tank sloshing based on VOF method [J]. *Science & Technology Innovation and Application*, 2021(8): 7–12. (in Chinese)
- [16] 岳文骏, 陈旭. 一种新型罐式集装箱结构及其液体晃动数值分析 [J]. *化工机械*, 2019, 46(6): 657–663 + 697.
- YUE W J, CHEN X. Numerical analysis of a new tank container structure and liquid sloshing [J]. *Chemical Machinery*, 2019, 46(6): 657–663 + 697. (in Chinese)
- [17] 李望, 卢耀辉, 毕伟. 基于 VOF 方法的汽车油箱燃油晃动数值模拟分析 [J]. *装备环境工程*, 2019, 16 (11): 19–24.
- LI W, LU Y H, BI W. Numerical simulation analysis of vehicle fuel sloshing based on VOF method [J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2019, 16(11): 19–24. (in Chinese)