

В. А. Ким, А. А. Полунгян

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УДАРНОГО
НАГРУЖЕНИЯ ШАРНИРНОГО ПАЛЬЦА
СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА СЕДЕЛЬНОГО
АВТОПОЕЗДА**

Разработана математическая модель процесса торможения автопоезда, и исследовано ударное нагружение пальца шарнирно-седельного устройства при различных режимах торможения автопоезда.

Безопасность движения автотранспортных средств (АТС) во многом определяется устойчивостью курсового движения при торможении, поэтому исследование процесса торможения седельного автопоезда с его специфическими особенностями — это актуальная задача. Особенностью динамики торможения автопоезда является возникновение ударных явлений между его звеньями, которые при определенных условиях могут существенно ухудшить устойчивость АТС при торможении. Наибольшая вероятность возникновения ударного нагружения шарнирной связи седельного автопоезда появляется при экстренном торможении АТС, когда существует разница во времени срабатывания тормозных механизмов тягача и полуприцепа.

Практика эксплуатации седельных автопоездов показывает, что запаздывание срабатывания тормозных механизмов полуприцепа (прицепа) по отношению к тягачу носит регулярный характер, поэтому водители часто предпринимают неадекватные меры для повышения безопасности: отключают тормоза передней оси тягача, если предусматриваются рейсы в сложных дорожных условиях и с полной загрузкой полуприцепа.

Исследованиями установлено, что время запаздывания тормозных механизмов полуприцепа по отношению к тягачу может составить более 0,6 с, это объясняется тем, что масса полуприцепа (прицепа) существенно превышает массу тягача, вследствие чего тормозные накладки у полуприцепа изнашиваются более интенсивно, чем у тягача, а время срабатывания тормозов полуприцепа существенно возрастает, и это служит причиной возникновения ударного импульса, воспринимаемого шарнирным пальцем тягово-сцепного устройства автопоезда.

При наиболее неблагоприятных условиях торможения АТС, например по опорной поверхности типа микст (международный термин “*μ-split*”), т.е. при значительной разнице коэффициентов сцепления колес

левого и правого бортов, даже незначительные ударные импульсы могут повлечь складывание звеньев автопоезда.

Таким образом, исследование оценки динамического состояния автопоезда при его торможении путем анализа силовых воздействий звеньев на шарнирную связь АТС представляет научный и практический интерес. Характеристику сил, действующих на шарнирную связь, можно использовать в качестве источника первичной информации для автоматических систем управления торможением автопоездов. Такие исследования позволят анализировать директиву 71/320 ЕЭС и приложения 13 к Правилам 13 ЕЭК ООН, предписывающие обязательную установку антиблокировочных систем (АБС), реализующих релейное торможение магистральных АТС. Кроме того, анализ сил, возникающих в шарнирном пальце и в контакте колес АТС с опорной поверхностью, позволит разработать эффективный критерий формирования сигналов управления торможением автопоездов.

Ввиду сложности теоретического описания ударного процесса нагружения шарнирного пальца сцепного устройства седельного автопоезда, предлагается рассмотреть плоскую модель (рис. 1), представляющую собой некоторое упрощение реального объекта.

На рис. 1 обозначены: 1 — тягач; 2 — полуприцеп; А — соединительный шарнир; B_1, B'_1 — геометрические центры приведенных колес передней и задней осей тягача; B_2 — геометрический центр колес оси полуприцепа; φ_1 и φ_2 — курсовые углы тягача и полуприцепа; $\bar{N}_1^r, \bar{N}_1^{rn}, \bar{N}_2^r, \bar{N}_2^{rn}$ — касательные реакции опорной поверхности; $\bar{N}_1^n, \bar{N}_1^{nn}, \bar{N}_2^n, \bar{N}_2^{nn}$ — боковые реакции опорной поверхности; C_1, C_2 — центры масс тягача и полуприцепа (предположим, что они расположены на продольных осях симметрии тягача и полуприцепа).

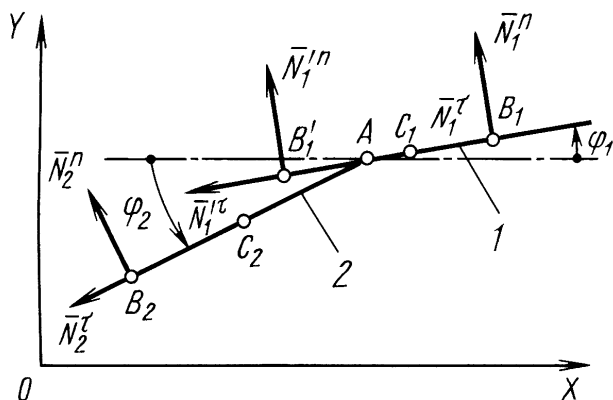


Рис. 1. Расчетная схема автопоезда в составе двухосного тягача и одноосного прицепа

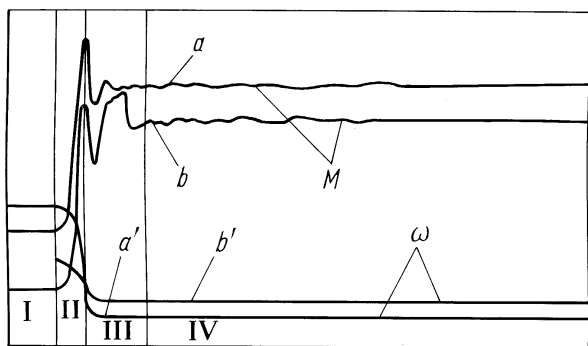


Рис. 2. Осциллограмма изменения параметров торможения автомобиля:
a, b — изменение фактически реализуемых колесами моментов с дисковым и барабанным тормозными механизмами; *a', b'* — изменение угловых скоростей вращения колес автомобиля с дисковым и барабанным тормозными механизмами

В результате экспериментальных исследований торможения седельных автопоездов установлено, что процесс торможения можно условно разбить на четыре этапа (см. осциллограмму записи параметров торможения, рис. 2).

Основная характеристика первого этапа — это скорость начала торможения автопоезда, от которой зависят все последующие показатели процесса торможения АТС. Второй этап характеризуется формированием моментов в тормозных механизмах, а их реализация происходит в контакте колес с опорной поверхностью. Причем, на данном этапе, моменты, реализуемые колесами, равны моментам, формируемым в тормозном механизме.

Отметим, что характер формируемых моментов зависит от водителя, конструкции привода, состояния тормозных механизмов и других условий, а реализуемый — от коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью.

Третий этап соответствует переходному процессу, в котором формируемый момент превышает момент, фактически реализуемый колесами, вследствие чего происходит блокировка тормозящих колес. В свою очередь, блокировка колес приводит к скольжению их пятен контактов и к снижению коэффициентов сцеплений. Таким образом, рассматриваемый этап характеризуется колебательным характером изменения реализуемых колесами моментов, который объясняется не полной реализацией формируемых тормозами моментов.

Третий этап ограничен коротким интервалом времени и составляет сотые доли секунды. Кроме того, этап торможения не имеет выраженной потери кинематических связей, налагаемых на колеса АТС опорной поверхностью.

Анализ экспериментальных данных экстренного торможения автомобиля по опорной поверхности с высокими значениями коэффициентов сцеплений (сухой асфальт, сухое бетонное покрытие) показывает, что максимальное значение реализуемого момента в конце второго этапа может быть больше расчетного момента тормозного механизма из-за возникновения ударного импульса в пятне контакта колеса.

Четвертый этап характеризуется полным нарушением кинематической связи колес с опорной поверхностью, а реализуемый колесами тормозной момент стабилизируется на некотором определенном значении. При значениях коэффициента сцепления $\varphi_{\text{ц}} = 0,7 \dots 0,8$ величина установившегося момента на четвертом этапе близка к расчетному моменту тормоза.

Таким образом, первый этап можно представить как транспортный режим движения, а кинематические параметры конца этапа являются начальными условиями второго этапа торможения автопоезда. Начальные условия второго этапа характеризуются координатами и скоростями центров масс конца первого этапа $X_{c1}, Y_{c1}, X_{c2}, Y_{c2}, dX_{c1}/dt, \dots, dX_{c1}/dt, dY_{c2}/dt$, курсовыми углами φ_1 и φ_2 , угловыми скоростями $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ тягача и полуприцепа.

Таким образом, для исследования экстренного торможения автопоезда необходимо составлять три математические модели: с мгновенным нарастанием формируемого тормозного момента; с мгновенным снятием кинематических связей колес с опорной поверхностью; установившийся процесс торможения с позиционными связями.

Такая система характеризуется следующими обобщенными координатами и скоростями:

$$\begin{cases} q_1 = x_{c1}; & q_2 = y_{c1}; & q_3 = \varphi_1; & q_4 = \varphi_2; \\ \dot{q}_1 = \dot{x}_{c1}; & \dot{q}_2 = \dot{y}_{c1}; & \dot{q}_3 = \dot{\varphi}_1; & \dot{q}_4 = \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (1)$$

Для составления дифференциальных уравнений движения воспользуемся известным уравнением Лагранжа второго рода.

Представим кинетическую энергию системы как сумму кинетических энергий звеньев автопоезда:

$$T = T_1 + T_2, \quad (2)$$

где T_1, T_2 — соответственно кинетические энергии тягача и полуприцепа.

Составляющие кинетических энергий имеют вид

$$T_1 = \frac{m_1 V_{c1}^2}{2} + \frac{J_1 \dot{q}_3^2}{2}; \quad T_2 = \frac{m_2 V_{c2}^2}{2} + \frac{J_2 \dot{q}_4^2}{2}, \quad (3)$$

где m_1, m_2 — массы тягача и полуприцепа; J_1, J_2 — центральные моменты инерции тягача и полуприцепа относительно осей, перпендикулярных опорной поверхности; V_{c1}, V_{c2} — скорости центров масс тягача и полуприцепа.

Из кинематики плоского движения связь между скоростями точек механической системы можно представить в виде

$$\vec{V}_{c2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{c2A}, \quad \vec{V}_A = \vec{V}_{c1} + \vec{V}_{A1c1}. \quad (4)$$

Следовательно,

$$\vec{V}_{c2} = \vec{V}_{c1} + \vec{V}_{A1c1} + \vec{V}_{c2A}, \quad (5)$$

где \vec{V}_{c2A} — скорость точки C_2 относительно полюса A ; \vec{V}_{A1c1} — скорость точки A_1 относительно полюса C_1 .

Проектируя векторные уравнения (4) и (5) на оси координат и выразив скорость центра масс полуприцепа через обобщенные скорости и координаты, выражение кинетической энергии системы можно представить в виде

$$T = \frac{m_1}{2}(\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{J_1}{2}\dot{q}_3^2 + \frac{m_2}{2} \left[(\dot{q}_1 + l_1\dot{q}_3 \sin q_3 + l_2\dot{q}_4 \sin q_4)^2 + (\dot{q}_2 - l_1\dot{q}_3 \cos q_3 - l_2\dot{q}_4 \cos q_4) \right] + \frac{J_2}{2}\dot{q}_4^2, \quad (6)$$

где $l_1 = AC_1$; $l_2 = AC_2$.

Для составления уравнений движения определим обобщенные силы, учитывая, что реакции $\vec{N}_1^r, \vec{N}_1'^r, \vec{N}_2^r$ — знакоопределенные величины и ограниченные по модулю. Предположим, что изменения высот центров масс тягача и прицепа не существенны. Кроме того, если предельные значения боковых реакций $\vec{N}_1^n, \vec{N}_1'^n, \vec{N}_2^n$ ограничены по условиям сцепления колес с опорной поверхностью некоторыми значениями, то они — известные по модулю величины. Однако по направлению они являются знакопеременными, а знаки определяются характером криволинейного движения и выбранных систем координат.

Боковые реакции $\vec{N}_1^n, \vec{N}_1'^n, \vec{N}_2^n$ направлены перпендикулярно векторам скоростей точек B_1, B_1', B_2 (см. рис. 1). Тогда боковые реакции можно представить в виде

$$\begin{cases} \vec{N}_1^n = -\text{sign}(\vec{V}_{B1})N_1^n; \\ \vec{N}_1'^n = -\text{sign}(\vec{V}_{B1'})N_1'^n; \\ \vec{N}_2^n = -\text{sign}(\vec{V}_{B2})N_2^n. \end{cases} \quad (7)$$

Представив соотношения (7) в проекциях на оси координат X , Y , определим обобщенные силы Q_i на виртуальных (возможных) перемещениях δq_i , $i = 1, 2, 3, 4$.

При определении обобщенных сил по соответствующим обобщенным координатам необходимо учитывать, что $\delta q_i \neq 0$, $\delta q_{i+1} = 0$.

Выражения для вычисления обобщенных сил имеют вид:

$$Q_1 = -N_1^\tau \cos q_3 - N_1'^\tau \cos q_3 - N_2^\tau \cos q_4 - \text{sign}(V_{B1x})N_1^n |\sin q_3| - \text{sign}(V_{B1'x})N_1^n |\sin q_3| - \text{sign}(V_{B2x})N_2^n |\sin q_4|; \quad (8)$$

$$Q_2 = N_{1y}^\tau + N_{1y}^{1\tau} + N_{2y} + N_{1y}^n + N_{1y}^{1n} + N_{2y}^n = -N_1^{1\tau} \sin q_3 - N_2^\tau \sin q_4 - \text{sign}(V_{B1y})N_1^n |\cos q_3| - \text{sign}(V_{B1'y})N_1^{1n} |\cos q_3| - \text{sign}(V_{B2y})N_2^n |\cos q_4|; \quad (9)$$

$$Q_3 = N_1^\tau C_1 B_1 \cos q_3 \sin q_3 - N_1^{1\tau} C_1 B_1' \cos q_3 \sin q_3 - N_2^\tau A C_1 \cos q_4 \sin q_3 - N_1^\tau C_1 B_1 \cos q_3 \sin q_3 + N_1^{1\tau} C_1 B_1' \cos q_3 \sin q_3 + N_2^\tau A C_1 \cos q_3 - \text{sign}(V_{B1x})N_1^n |\sin q_3| C_1 B_1 \sin q_3 + \text{sign}(V_{B1'x})N_1^{1n} |\sin q_3| C_1 B_1' \sin q_3 + \text{sign}(V_{B2x})N_2^n |\sin q_4| A C_1 \sin q_3 + \text{sign}(V_{B1y})N_1^n |\cos q_3| C_1 B_1 \cos q_3 - \text{sign}(V_{B1'y})N_1^{1n} |\cos q_3| C_1 B_1' \cos q_3 + \text{sign}(V_{B2y})N_2^n |\sin q_4| A C_1 \sin q_3; \quad (10)$$

$$Q_4 = N_{2x}^\tau A B_2 \sin q_4 - N_{2y}^\tau A B_2 \cos q_4 + N_{2x}^n A B_2 \sin q_4 - N_{2y}^n A B_2 \cos q_4 = -\text{sign}(V_{B2x})N_2^n |\sin q_4| A B_2 \sin q_4 + \text{sign}(V_{B2y})N_2^n |\cos q_4| A B_2 \cos q_4. \quad (11)$$

Определив составляющие левой и правой частей уравнения Лагранжа второго рода по всем обобщенным координатам, получим систему дифференциальных уравнений торможения автопоезда.

Особую задачу представляет исследование ударного процесса в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Экспериментально установлено, что за кратчайший интервал времени при экстренном торможении автомобиля по сухому асфальту модуль реализуемого колесом момента значительно превышает расчетный момент тормоза. Следовательно, если реализуемый колесом момент превышает расчетный момент тормозного механизма, то неизбежно происходит относительное скольжение трущихся пар тормоза, которое может быть причиной возникновения колебательных явлений с частотой, близкой к звуковым частотам. Поэтому при управлении торможением неизбежно возникает

проблема непрерывного определения и анализа силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Для качественного и количественного исследования ударного процесса торможения автопоезда необходимо определить начальные условия для каждого исследуемого этапа:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_2)\ddot{q}_1 + \ddot{q}_3 m_2 l_1 \sin q_3 + \ddot{q}_4 m_2 l_2 \sin q_4 = \\ = -m_2 l_1 \dot{q}_3^2 \cos q_3 - m_2 l_2 \dot{q}_4^2 \cos q_4 + Q_1; \\ (m_1 + m_2)\ddot{q}_2 - \ddot{q}_3 m_2 l_1 \cos q_3 - \ddot{q}_4 m_2 l_2 \cos q_4 = \\ = -m_2 l_1 \dot{q}_3^2 \sin q_3 - m_2 l_2 \dot{q}_4^2 \sin q_4 + Q_2; \\ \ddot{q}_1 m_2 l_1 \sin q_3 + \ddot{q}_2 m_2 l_1 \cos q_3 + \ddot{q}_3 (J_1 + m_2 l_1^2) + \ddot{q}_4 m_1 l_2 = \\ = -m_2 l_1 \dot{q}_1 \dot{q}_3 \cos q_3 - m_2 l_1 \dot{q}_2 \dot{q}_3 \sin q_3 + \\ + m_2 l_1 l_2 \dot{q}_4 (\dot{q}_4 - \dot{q}_3) \sin(q_4 - q_3) + \\ + m_2 l_1 \dot{q}_3 (\dot{q}_1 \cos q_3 + \dot{q}_2 \sin q_3 + l_2 \dot{q}_4 \sin(q_4 - q_3)) + Q_3; \\ \ddot{q}_1 m_2 l_2 \sin q_1 - \ddot{q}_2 m_2 l_2 \cos q_4 + \ddot{q}_3 m_2 l_1 l_2 \cos(q_4 - q_3) + \\ + \ddot{q}_4 (J_2 + m_2 l_2^2) = -m_2 l_2 \dot{q}_1 \dot{q}_4 \cos q_4 - m_2 l_2 \dot{q}_2 \dot{q}_4 \sin q_4 + \\ + m_2 l_1 l_2 \dot{q}_3 (\dot{q}_4 - \dot{q}_3) \sin(q_4 - q_3) + \\ + m_2 l_2 \dot{q}_4 (\dot{q}_1 \cos q_4 + \dot{q}_2 \sin q_4 - l_1 \dot{q}_3 \sin(q_4 - q_3)) + Q_4. \end{array} \right. \quad (12)$$

Так, начальные условия при экстренном торможении седельного автопоезда, как отмечалось ранее, определяются для каждого этапа торможения: *торможение* с начальным периодом нарастания тормозного момента, при котором скольжение пятна контакта отсутствует; *ударный процесс*, в результате которого \vec{N}^r и \vec{N}^n достигают максимальных значений, причем, рассматривая такой вид движения, предполагаем предельный случай, при котором скольжение пятна контакта отсутствует; *ударный импульс*, в результате чего происходит снятие кинематических связей колес с опорной поверхностью.

В конце третьего этапа происходит полное скольжение пятна контакта колес относительно опорной поверхности.

Для уравнений (12) начальные условия определяются конечными условиями каждого периода. Причем, исследование ударного процесса требует фиксации всех обобщенных координат, а начальные координаты соответствуют $q_{1,0} = q_1^*$; $q_{2,0} = q_2^*$; $q_{3,0} = q_3^*$; $q_{4,0} = q_4^*$.

Теперь задача состоит в том, чтобы установить величину скорости в конце удара, которая относится к началу третьего периода и будет начальной для периода полного скольжения пятен контактов колес относительно опорной поверхности.

Для определенности предположим, что типоразмеры шин автопоезда и их характеристики одинаковы. Тогда, в первом приближении, можно ввести коэффициент восстановления колес K послеударного нагружения седельного автопоезда. Например, $K = 0,26$ [2]. Однако, как показывают исследования, значения коэффициента K могут зависеть от характеристик подвески, шин, опорной поверхности, массо-геометрических параметров системы и других, т.е. требуют экспериментального определения, основанного на том, что коэффициент восстановления недеформированного состояния — это отношение импульса мгновенных сил конца удара к импульсу мгновенных сил начала удара ($0 \leq K \leq 1$).

С учетом принятых допущений, обобщенные скорости автопоезда до ударного процесса равны: $\dot{q}_1^*, \dot{q}_2^*, \dot{q}_3^*, \dot{q}_4^*$.

Скорости восстановления (“отскока”) в конце удара определятся как $K\dot{q}_1^*, K\dot{q}_2^*, K\dot{q}_3^*, K\dot{q}_4^*$.

Так как скорость восстановления всегда противоположна скорости удара, то скорость автопоезда после удара с некоторым упрощением, можно определить по формулам:

$$\begin{cases} \dot{q}_{1,0} = \dot{q}_1^* - \text{sign}(\dot{q}_1^*)|\dot{q}_1^*|K; \\ \dot{q}_{2,0} = \dot{q}_2^* - \text{sign}(\dot{q}_2^*)|\dot{q}_2^*|K; \\ \dot{q}_{3,0} = \dot{q}_3^* - \text{sign}(\dot{q}_3^*)|\dot{q}_3^*|K; \\ \dot{q}_{4,0} = \dot{q}_4^* - \text{sign}(\dot{q}_4^*)|\dot{q}_4^*|K. \end{cases} \quad (13)$$

В идеале при прямолинейном движении для обеспечения устойчивости движения АТС необходимо выполнение условий: $\varphi_1 \rightarrow 0$, $\varphi_2 \rightarrow 0$, $|\varphi_2 - \varphi_1| = 0$, а при торможении с начальными значениями углов продольных осей звеньев поезда, условие отсутствия складывания звеньев поезда обеспечивается при $|\varphi_2| - |\varphi_1| = \text{const}$.

В любом случае критерием оптимального торможения прямолинейного или криволинейного движений автопоезда является отсутствие скольжения колеса относительно опорной поверхности. Скольжение колес относительно опорной поверхности можно выявить по отрицательным знакам производных реакций связей колес [3], а предельные величины реакций связей оценить по условиям сцепления колес с опорной поверхностью.

Таким образом, для исследований ударного процесса звеньев седельного автопоезда с помощью уравнений (12) необходимо добавить следующие начальные условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{1,0} = q_1^*; \\ q_{2,0} = q_2^*; \\ q_{3,0} = q_3^*; \\ q_{4,0} = q_4^*; \\ \dot{q}_{1,0} = \dot{q}_1^* - \text{sign}(\dot{q}_1^*) |\dot{q}_1^*| K; \\ \dot{q}_{2,0} = \dot{q}_2^* - \text{sign}(\dot{q}_2^*) |\dot{q}_2^*| K; \\ \dot{q}_{3,0} = \dot{q}_3^* - \text{sign}(\dot{q}_3^*) |\dot{q}_3^*| K; \\ \dot{q}_{4,0} = \dot{q}_4^* - \text{sign}(\dot{q}_4^*) |\dot{q}_4^*| K. \end{array} \right. \quad (14)$$

Результаты расчета показали, что модуль силы, действующей на шарнирно-цепное устройство седельного автопоезда при торможении с начальной скоростью $v = 60$ км/ч, превышает модуль главного вектора боковых реакций колес в 3,5 раза.

При расчетах были приняты следующие условия торможения: коэффициент сцепления $\varphi_{\text{сц}} = 0,7$, угол между продольными осями тягача и полуприцепа $\varphi = 3^\circ$, время запаздывания срабатывания тормозного привода полуприцепа, по отношению к приводу тягача, составляло $\Delta t = 0,2$ с.

Таким образом, вероятность процесса бокового скольжения колес поезда и складывания его звеньев при ударном нагружении весьма высока. Складывание звеньев поезда можно избежать, используя систему автоматического регулирования тормозными моментами тягача и полуприцепа. Например, при обнаружении значительных силовых воздействий на палец сцепного устройства автопоезда автоматическая система должна формировать сигнал управления на разблокирование тормозов тягача и в то же время формировать оптимальный тормозной момент на полуприцепе или же использовать другие комбинации торможения, в зависимости от характера изменения сил в пальце. Но для создания подобных систем необходимы, прежде всего, исследования по созданию устройства измерения сил в шарнирном пальце, с целью получения новых источников первичной информации для разработки новых алгоритмов управления торможением автопоездов. Использование дополнительного источника информации позволит существенно повысить эффективность алгоритмов управления торможением автопоездов. Алгоритмы силового анализа подробно изложены в работах [3—5].

Для рационального расположения электронного датчика сил были проведены расчеты по определению нагруженности шарнирного пальца автопоезда МАЗ при ударе с помощью пакета прикладных программ "Космос".

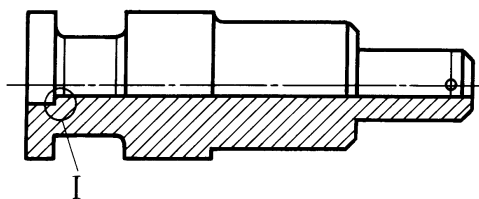


Рис. 3. Шарнирный палец седельного автопоезда МАЗ-6422 + МАЗ-5205

$\sigma_{\text{в}} = 723$ МПа, модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,28$, модуль сдвига $G = 7,9 \cdot 10^4$ МПа.

Моделированием ударного нагружения установлено, что для снижения концентрации напряжений поверхность крепления пальца в гнезде полуприцепа необходимо выполнить конусной (конусность не более 1:10), при этом величина локальных напряжений снижается на 12,6 %, а коэффициент запаса по пределу текучести материала повышается на 3,2 %.

Нагруженность пальца шарнирно-сцепного устройства оценивали по величине концентрации напряжения на поверхности пальца.

Наибольшее локальное напряжение наблюдалось в области галтели пальца, а максимальная деформация пальца превышала 0,058 мм. Наиболее рациональный участок для размещения электронного датчика измерения сил — это зона “I” шарнирного пальца седельного автопоезда МАЗ (рис. 3).

Выводы. 1. Разработанная математическая модель процесса торможения автопоезда позволяет исследовать ударное нагружение пальца шарнирно-седельного устройства в различных режимах торможения автопоезда.

2. Анализ результатов моделирования торможения автопоезда показывает, что изменение времени запаздывания привода тормозов полуприцепа на $\Delta t = 0,2$ с, по отношению ко времени срабатывания тормозного привода тягача (при начальных условиях: $\varphi = 3^\circ$ — угол между продольными осями тягача и полуприцепа; $v = 60$ км/ч — скорость начала торможения поезда), может привести к складыванию звеньев поезда даже при значениях коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью $\varphi_{\text{сц}} = 0,7$.

3. Информативность и эффективность систем автоматического регулирования торможением автопоездов, например АБС, можно существенно повысить, если в качестве дополнительного источника информации использовать датчики измерения сил, возникающих в шарнирном пальце седельного автопоезда.

4. Проведенный анализ конструкций седельных устройств автопоездов показал, что практическая реализация нового источника первичной информации в шарнирных пальцах представляется возможной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Б о р и с о в Л. Л. Исследование возможностей динамического регулирования тормозных сил автомобилей и седельных автопоездов: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. / – Мн. – 1974. – 132 с.
2. С т а р и н с к и й В. М. Теоретическая механика. – М.: Наука, 1980. – 413 с.
3. Н о в ы й принцип формирования сигналов управления торможением АТС / В.А. Ким, Р.И. Фурунжиев, О.В. Билык, Г.В. Бочкарев // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 6. – С. 19 – 22.
4. Пат. 2125517 РФ, МКИ 6 В 60 К 41/00, В 60 Т1/02. Способ регулирования режимов движения мобильных машин / В.А. Ким (РБ). – № 97119963/28; Заявлено 03.12.97; Опубл. 27.01.99, Бюл. № 3. – 35 с.
5. PCT Pub/ No: WO 98/0132. PCT Pub. Jan. 15, 1998. METHOD FOR CONTROLLING THE ANTI-LOCKING SYSTEM OF VEHICLES. (В 60E 8/52 Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства. Авторы: Ким В.А., Лобах В.П., Фурунжиев Р.И. и др.).

Статья поступила в редакцию 24.06.03.

В.А. Ким родился в 1947 г., окончил Белорусский политехнический институт. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Техническая эксплуатация автомобилей” Могилевского государственного технического университета. Специалист в области динамики движения колесных машин, автор более 50 научных работ, в том числе 18 авторских свидетельств и патентов РФ и Республики Беларусь.

V.A. Kim (b. 1947) graduated from the Belorussian Polytechnic Institute in 1970. Ph. D. (Eng.), ass. professor of “Technical Exploitation of Automobiles” department of the Mogilyov State Technical University. Author of over 50 publications in the field of dynamics of wheeled vehicles.

Аркадий Авсеевич Полунгян родился в 1931 г., окончил в 1954 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 90 научных работ в области динамического нагружения колесных машин.

A. A. Polungian (b. 1931) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1954. D.Sc. (Eng.), professor of “Wheeled Vehicles” Department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 90 publications in the field of dynamic loading of wheeled vehicles.

