

Меламед Семен Михайлович
студент группы Е7М91,
Балтийский государственный технический университет «Военмех»
им. Д.Ф. Устинова
Факультет «Е» Оружие и системы вооружения
Кафедра Е7 «Механика деформируемого твердого тела»

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ ПРИ ДЕЙСТВИИ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

В данной работе проводится оценка прочности пневматической подвески одноосного прицепа при воздействии кратковременного удара. Определен коэффициент запаса прочности и даны рекомендации по его увеличению.

Ключевые слова: Ansys, запас прочности, прочность, пневматическая подвеска, пневморессора, прицеп, удар.

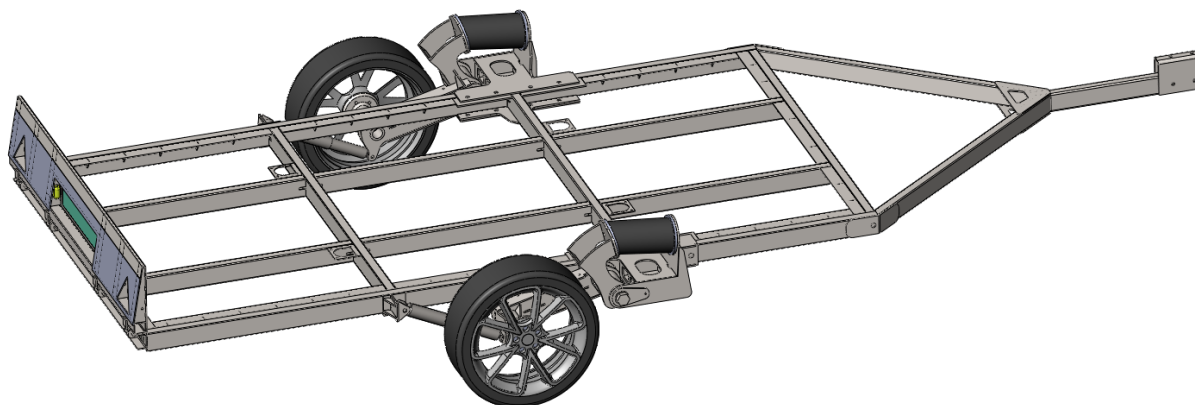
In this paper, we evaluate the strength of the air suspension of a single-axle trailer under the influence of a short-term impact. The safety margin coefficient is determined and recommendations for its increase are given.

Keywords: Ansys, safety margin, durability, air suspension, air suspension, trailer, impact.

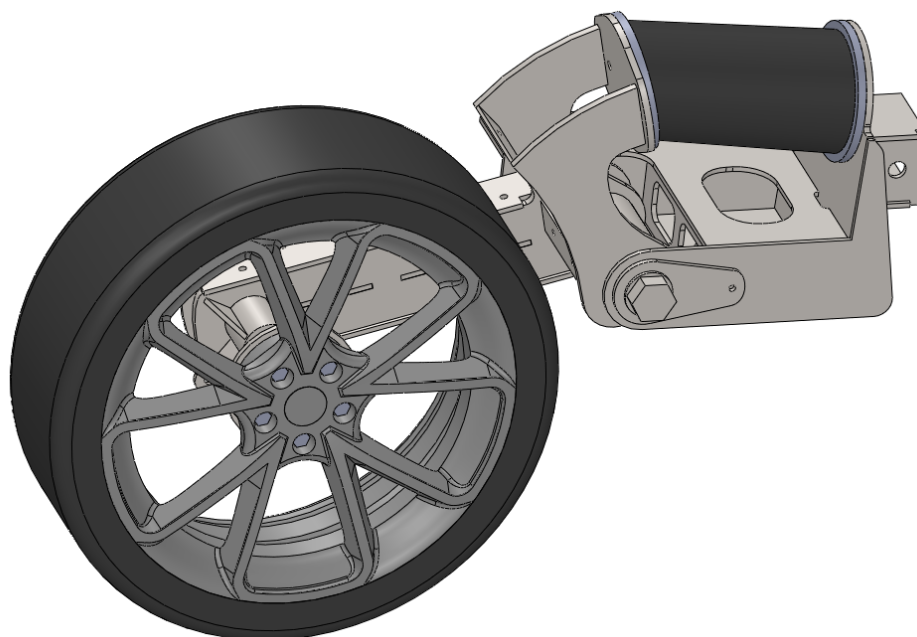
Принцип действия данной подвески заключается в следующем: за счет надувания/сдувания резиновой пневматической рессоры погрузочная платформа прицепа, за счет маятниковой конструкции подвески, поднимается/опускается. Данная особенность такой подвески позволяет упростить загрузку и выгрузку перевозимого на прицепе груза. В ходе эксплуатации прицепов одной из наиболее опасных ситуаций является удар по

подвеске, возникающий в следствие наезда на некоторую неровность дорожного полотна.

Для моделирования рассматриваемой модели использовалась программа Solidworks.



а)



б)

Рисунок 1. Исследуемая пневматическая подвеска

а) в сборе с прицепом, б) отдельно от прицепа

При дальнейшем рассмотрении были приняты следующие изменения, упрощающие расчет данной модели:

- 1) Двухкамерная пневморессора была заменена упругой связью с коэффициентом жесткости $7,096 \cdot 10^6$ Н/м;

- 2) Амортизатор был заменен упругой связью с коэффициентом жесткости 964,91 Н/м и коэффициентом демпфирования 80,1 Н*с/м;
- 3) Сферические подшипники скольжения, связывающие маятник и ось его крепления, также были представлены упругими связями с коэффициентом жесткости $2,051 \cdot 10^{10}$ Н/м;
- 4) Для корректного описания данной конструкции также, помимо подвески, была рассмотрена часть каркаса прицепа.
- 5) Болтовые соединения, связывающие опору маятника с каркасом, были заменены шарнирными соединениями Joint, ограничивающими все перемещения помимо крутильных вокруг оси, проходящих вдоль осей болтов.

В таблице 1 представлены физико-механические свойства материала, из которого изготовлена рассчитываемая пневматическая подвеска.

Таблица 1. Физико-механические свойства материалов

Физико-механические параметры,	Сталь 3	Сталь 45
Плотность, [кг/м ³]	7850	7850
Модуль Юнга, [ГПа]	200	200
Коэффициент Пуассона	0,33	0,33
Предел текучести, [МПа]	255	355
Предел прочности, [МПа]	490	610

Подвеска исследуется при ударном воздействии полусинусоидальной формы с амплитудой $55g \approx 539,55 \text{ м/с}^2$ продолжительностью 2-3 мс. Возникающий удар находится в частотном диапазоне от 167 до 250 Гц. Для указанного диапазона частота удара не совпадает с собственной частотой, однако более опасным оказывается воздействие наиболее близкое к собственной частоте величиной 240 Гц. Т.е. продолжительность рассматриваемого удара равна 3 мс.

За счет сил инерции, максимальные напряжения и перемещения не обязательно возникают за время самого ударного воздействия, а могут возникнуть позднее. Поэтому исследуемый промежуток времени больше продолжительности удара в 200 раз.

На рисунке 2 показаны диаграммы эквивалентных напряжений, возникающих подвеске в зависимости от времени, а на рисунке 3 распределение эквивалентных напряжений момент времени 108,75 мс.

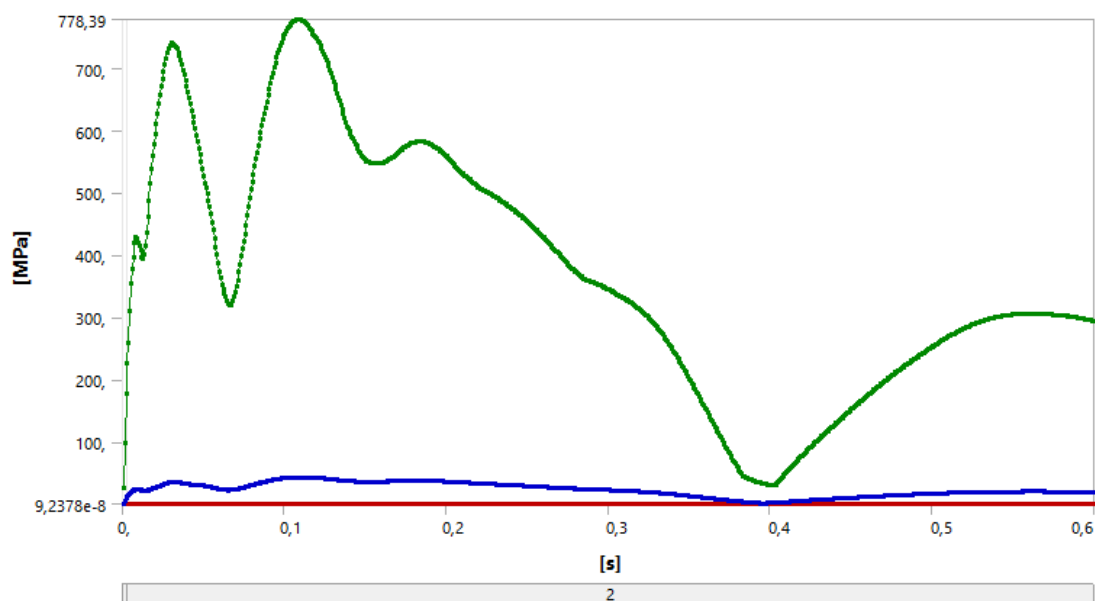
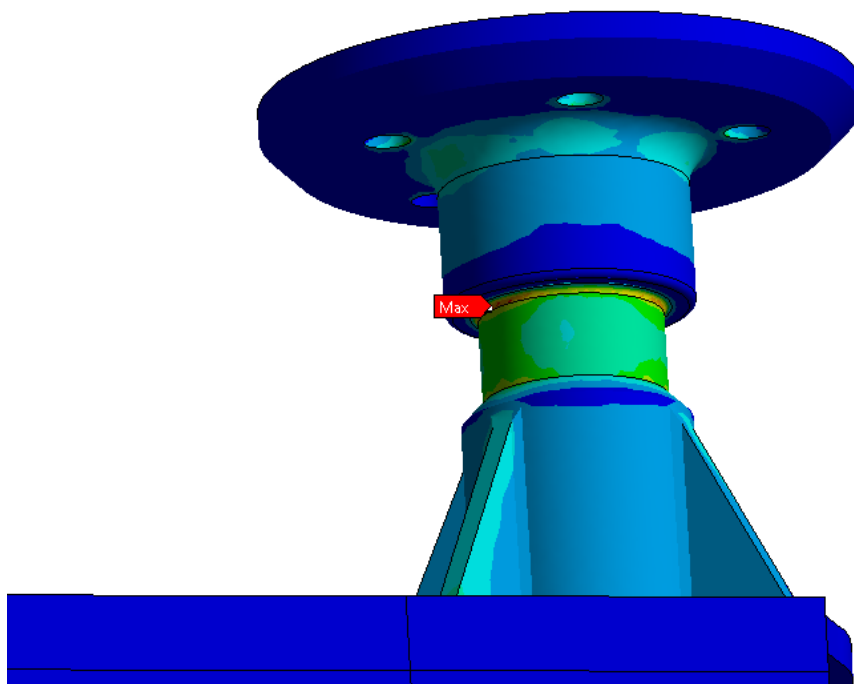


Рисунок 13 – Зависимость эквивалентных напряжений от времени



б)

Рисунок 14 – Распределение эквивалентных напряжений, [МПа]

а) общий вид подвески, б) зона возникновения максимальных напряжений

Как видно из представленных выше рисунков максимальные эквивалентные напряжения возникают в тупице и равняются 778,39 МПа.

Таким образом коэффициент запаса прочности составит:

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{490}{778,39} = 0,629 < 1$$

Очевидно, что условие прочности не выполняется. Для увеличения коэффициента запаса прочности возможно:

- 1) Увеличение радиусов скругления ступицы в областях возникновения максимальных напряжений;
- 2) Увеличение диаметра оси ступицы и количества крепящих ее косынок;
- 3) Изготовление ступицы из более прочных марок стали, например, сталь 45. Также возможно ее изготовление из титана и его сплавов.

Список использованных источников

1. Исаков, С. Н. Жесткость гидроцилиндра / С. Н. Исаков, В. П. Сиваков, А. С. Малых // Эффективный ответ на современные вызовы с учетом взаимодействия человека и природы, человека и технологий: социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса: материалы XV Международной научно-технической конференции / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Уральский государственный лесотехнический университет; [ответственный за выпуск Л. В. Малютина]. – Екатеринбург, 2024. – С. 369–373.
2. Бильдюк Н. А. Детали машин [Текст] : учебник для вузов / Н. А. Бильдюк [и др.] ; ред. В. Н. Ражиков. - СПб. : Политехника, 2015. - 699 с. – ISBN 978-5-7325-1001-0
3. Проектирование ходовых систем и кузовов : Методологические рекомендации к практическим занятиям для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» очной формы обучения. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2021. – 33