

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩЕЙ РАМЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО СОРТИМЕНТОВОЗА ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СРЕДСТВ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

When estimating the deflected mode of any structure the determining factors which considerably affect strength margin, safety and service life are nature and intensity of vertical vibrations of a system. The article gives the classification of dynamic forces acting upon the frame under single and continuously active load of different kinds. Forms and frequencies of natural vibrations of load-carrying structure are determined. The study of deflected mode was implemented by means of a system of strength analysis using finite-element method. For the most optimal frame structure different dynamic forces were modeled such as shaking vertical inertial load, shock of submersible wood as well as crossing by a vehicle of single asperity at different coefficients of trailer carriage buffering. The results obtained from the study allow drawing a conclusion that the developed structure has a sufficient strength margin, different dynamic forces acting upon it.

Введение. Условия работы лесовозного транспорта и технологического оборудования имеют свои особенности и отличаются разнообразными факторами. При проектировании и оценке главных параметров подвижного состава следует производить анализ показателей его тяговой и общей динамики, проходимости, устойчивости и плавности хода. Каждый из приведенных показателей связан с вертикальной динамикой транспортного средства, которая в значительной степени влияет на мощностные, скоростные и прочностные параметры. При оценке напряженно-деформированного состояния характер и интенсивность вертикальных колебаний системы являются определяющими и значительно влияют на запас прочности, надежность и долговечность проектируемой конструкции.

1. Классификация динамических воздействий на несущую раму сортиментовоза. Количественные показатели и характер изменения силовых воздействий, которые воспринимаются сортиментовозом при выполнении рабочих операций, значительно зависят от условий эксплуатации. Это происходит как при взаимодействии транспорта с внешней средой, так и в случае, если возмущающие силы появляются вследствие динамической неуравновешенности деталей и узлов машины или действий оператора (включение привода, изменение режимов движения). Возмущающие силы разнообразны по направлению, природе, характеру действия и т. д.

При движении лесовозного автопоезда источниками возбуждения колебаний являются неровности поверхности дороги или волока, неуравновешенность вращающихся частей ходовой части, двигателя и трансмиссии; силы, появляющиеся при изменении скорости или направления движения (перераспределение вертикальных нагрузок при торможении, продольные силы инерции при неустановившихся режимах, боковые силы на поворотах и др.), аэродинамические нагрузки.

На лесовозный автопоезд, находящийся под погрузкой, воздействие оказывают колебания, которые являются следствием ударных нагрузок. При этом в качестве воздействия рассматриваются импульсные ударные силы, возникающие при встрече погружаемой заготовленной древесины и поперечин коников автопоезда. Возмущения, прикладываемые к дереву в начальный период падения, могут иметь вид импульсных воздействий (ударно-импульсный способ направленной погрузки) или при использовании манипуляторных загрузочных средств – усилий, имеющих значительную продолжительность.

Определение качественных и количественных характеристик перечисленных возмущающих сил необходимо для решения многочисленных проектных задач, связанных с колебаниями лесовозных автопоездов.

Типичные динамические воздействия (рис. 1), приходящиеся на раму сортиментовоза, можно разделить на группы согласно их классификации [1]: 1) изменяющиеся по времени нагрузки в силовых элементах приводов технологического оборудования; 2) ударно-импульсные нагрузки, возникающие при погрузке сортиментов на транспортное средство; 3) воздействие на ходовые органы движущегося лесовозного транспорта микропрофиля дороги и различного рода единичных неровностей; 4) динамические силы от вибраций, неуравновешенности вращающихся масс; 5) резко изменяющиеся инерционные силы при изменении скорости или направления движения машины.

2. Определение форм и частот отклика несущей рамы. Исследования напряженно-деформированного состояния различных вариантов конструкции несущей, статически нагруженной рамы позволили выбрать такую компоновочную схему, у которой эквивалентные напряжения в стержнях минимальны.

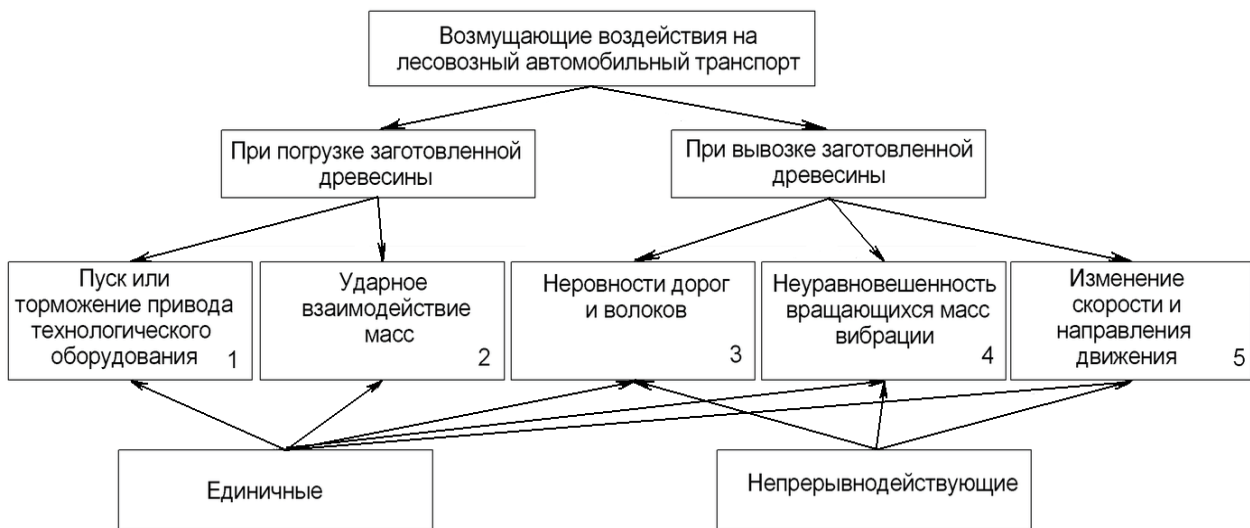


Рис. 1. Классификация возмущающих воздействий на лесовозный автопоезд

Такая конструкция (рис. 2) состоит из верхних поясов 1, нижних поясов 2, наиболее нагруженных раскосов 3, слабонагруженных раскосов 4 и поперечных связей 5, выполненных в виде симметричной крестообразной решетки. При такой компоновочной схеме рамы использовались коробчатые элементы прямоугольных поперечных сечений со следующими размерами: для стержней верхнего и нижнего пояса – $90 \times 90 \times 5$ мм; для наиболее нагруженных раскосов – $80 \times 80 \times 4$ мм; для решетки горизонтальных поперечных связей и раскосов – сечением $50 \times 50 \times 3$ мм.

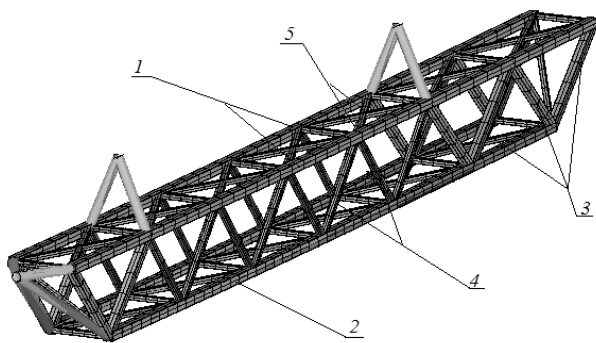


Рис. 2. Оптимальная конструкция рамы :
 1 – верхние пояса; 2 – нижние пояса;
 3 – наиболее нагруженные раскосы;
 4 – слабонагруженные раскосы;
 5 – поперечная симметричная крестообразная решетка

При анализе напряженного состояния такой конструкции рамы при статическом нагружении максимальные эквивалентные напряжения в наиболее нагруженных элементах достигли значения $70,3 \text{ Н/мм}^2$, что на 10,6% меньше, чем при использовании в конструкции рамы вертикальных стоек, и на 34,2% меньше, чем при использовании несимметричной раскосной системы горизонтальных связей. При изготовле-

нии элементов рамы из стали, имеющей предел текучести 310 Н/мм^2 , минимальный коэффициент запаса прочности при статическом нагружении составит 4,4.

Колебательные процессы, происходящие при движении автопоездов, характеризуются частотами до 15–20 Гц [2, 3]. Проведенные нами исследования позволили установить формы и частоты собственных колебаний рамы.

На рис. 3 показана форма собственных резонансных колебаний с частотой 4,496 Гц.

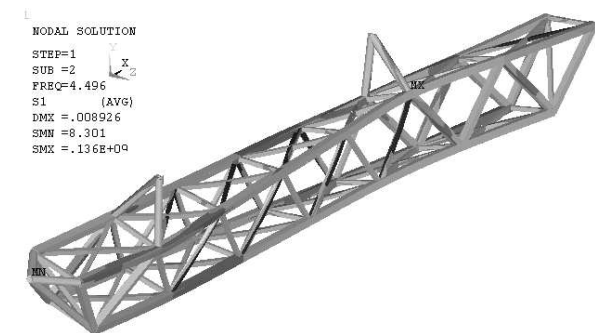


Рис. 3. Собственные колебания рамы частотой 4,5 Гц

Максимальные эквивалентные напряжения в элементах рамы при поперечно-угловых колебаниях с частотой 4,496 Гц составляют 136 Н/мм^2 и возникают в стержнях горизонтальной решетки и некоторых раскосах (отмечены на рис. 3 наиболее темным цветом).

Форма продольных колебаний рамы при резонансной частоте 4,695 Гц представлена на рис. 4.

При колебаниях с частотой 4,7 Гц в элементах верхнего пояса рамы возникают максимальные напряжения величиной 156 Н/мм^2 .

На рис. 5 показана вторая форма собственных резонансных колебаний рамы при частоте 12,705 Гц

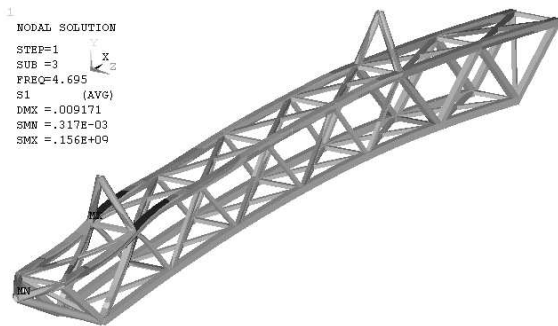


Рис. 4. Собственные колебания рамы частотой 4,7 Гц

Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в рако сах и верхнем поясе несущей конструкции при колебаниях с частотой 12,7 Гц, составляют 304 Н/мм².

Рис. 5. Собственные колебания рамы частотой 12,7 Гц

3. Моделирование и исследование напряженно-деформированного состояния рамы при различных динамических воздействиях. На рис.6 представлена конечно-элементная модель и напряженно-деформированное состояние рамы при воздействии на ее левую часть инерционной нагрузки, в 2,5 раза превышающей номинальную.

При таком динамическом нагружении в конструкции возникают эквивалентные напряжения не более 129–139 Н/мм², что также показывает достаточный запас прочности.

Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние рамы при воздействии на ее левую часть вертикальной инерционной нагрузки

Подобные исследования выполнялись и для случая, когда действует инерционная сила, в 2,5 раза больше номинальной нагрузки в шарнире крепления рамы к тележке прицепа (рис. 7). Здесь эквивалентные напряжения в поверхностных слоях поясов достигают величины 191 Н/мм², в то время как в остальных стержнях конструкции они не превышают 120–140 Н/мм².

Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние рамы при воздействии на ее правую часть вертикальной инерционной нагрузки

Напряженно-деформированное состояние рамы при ударной нагрузке на поперечину в месте крепления промежуточного коника представлено на рис. 8.

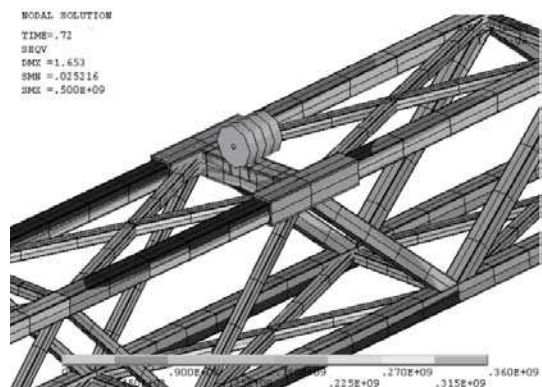


Рис. 8. Напряженно-деформированное состояние рамы при падении на нее груза сосредоточенной массы

В данном случае смоделировано падение на поперечину сосредоточенного груза массой, равной массе пачки сортиментов, с погрузочной высотой 1,5 м. Эквивалентные напряжения в таком случае достигают довольно больших значений (340–500 Н/мм²), что несколько больше предельных напряжений материала изготовления. Однако не стоит придавать этому большого значения ввиду краткой длительности воздействия (менее 0,1 с). Кроме того, на лесозаготовительном погрузочном пункте загрузка лесоматериалов на транспортное средство выполняется постепенно, не всей массой, а пачками или отдельными сортиментами, в зависимости от применяемого оборудования.

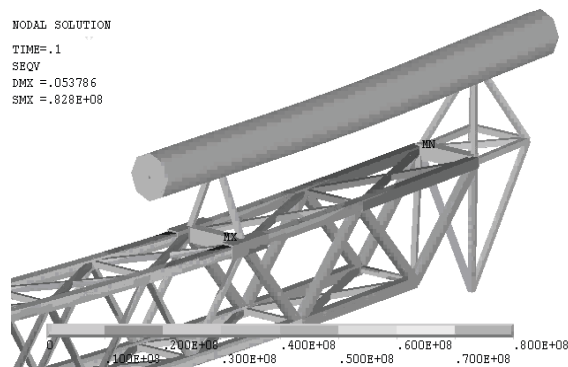


Рис. 9. Напряженно-деформированное состояние рамы при переезде единичной неровности высотой 75 мм

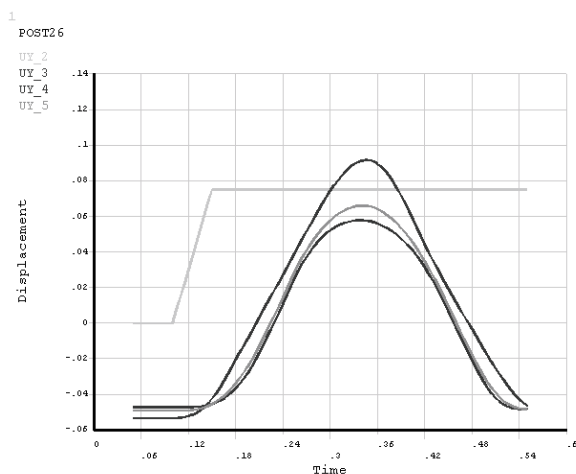


Рис. 10. Перемещения элементов рамы при отсутствии демпфирования

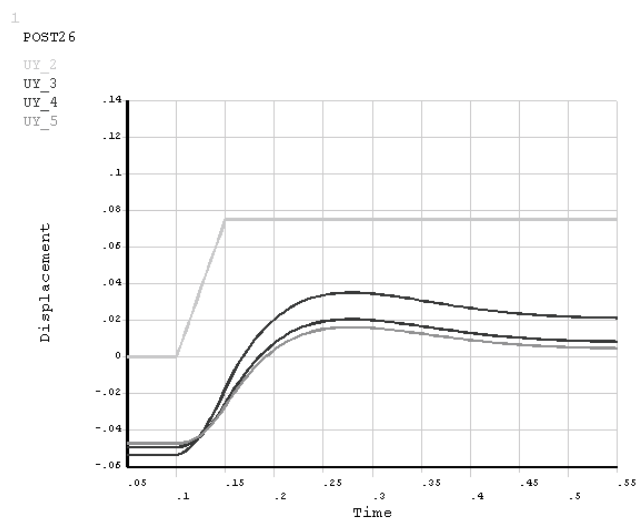


Рис. 11. Перемещения элементов рамы при демпфировании с коэффициентом 0,2

Нагрузка от погружаемой древесины в таком случае воспринимается поперечной балкой конника и передается на поперечину рамы, что приводит к перераспределению напряжений и увеличению запаса ее прочности.

Нами разработана также модель несущей рамы, которая связана упругими элементами в виде цилиндрических балок, имеющих механические характеристики древесины и сосредоточенные массы, равные массам пачек перевозимых сортиментов с автомобильным тягачом и ропуском. Для такой конструкции проведены исследования напряженно-деформированного состояния при переезде единичной неровности высотой 75 мм (рис. 9).

Графики зависимости перемещений элементов рамы от времени представлены на рис. 10 (при отсутствии демпфирования) и на рис. 11 (при коэффициенте демпфирования 0,2).

Выводы. Проведенные исследования показывают, что спроектированная конструкция

имеет достаточный запас прочности как при статическом, так и при динамическом нагружении. Применение для проводимых исследований средств конечно-элементного анализа позволяет не только выполнять расчеты прочности элементов конструкций, но и определять собственные частоты и формы колебаний узлов, оценивать напряженно-деформированное состояние при относительно небольших затратах времени и материальных ресурсов.

Литература

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин. учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Динамика длиннобазных автопоездов / М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1987. – 199 с.
3. Гастев, Б. Г. Основы динамики лесовозного подвижного состава / Б. Г. Гастев, В. И. Мельников. – М.: Лесная пром-сть, 1967. – 220 с.