

расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления геометрических характеристик валов, что позволяет автоматизировать расчеты на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР, что позволит оптимизировать конструкции валов по усталостной долговечности и массогабаритным характеристикам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А. Т., Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Постановка задачи конструкторско-технологического обеспечения качества колесных машин на стадиях сборки и цеховых испытаний // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 217.

2. Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Разработка метода проектного расчета валов по критериям сопротивления усталости // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 218.

3. ГОСТ25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83.–М.: Изд-во стандартов, 1983. – 81 с.

4. Капуста, П. П. Расчеты на сопротивление усталости. – Мн.: Изд. БелНИИТИ, 1989. – 99 с.

5. Капуста, П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. – Мн.: Изд. «Технопринт», 2001. – 97 с.

6. Капуста, П. П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин / Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 13–18.

Поступила 22.01.2020

УДК 620.178; УДК 621. 81: 621 – 192; УДК 681.3.06:629.114.2

Капуста П.П.¹, Лебедев О.Н.², Дидух М.П.², Шинкевич В.С.², Грихно А.А.^{1,2}

ПРОЕКТНАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ РАМЫ НА СТАДИИ ЭСКИЗНОЙ КОМПАНОВКИ ЧЕТЫРЁХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ-САМОСВЛА

1. Белорусский национальный технический университет,

2. Минский завод колесных тягачей

Минск, Беларусь

На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта. Решение этих задач рассмотрено на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования обеспечивает предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований. На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований созданы 3D модели ра-

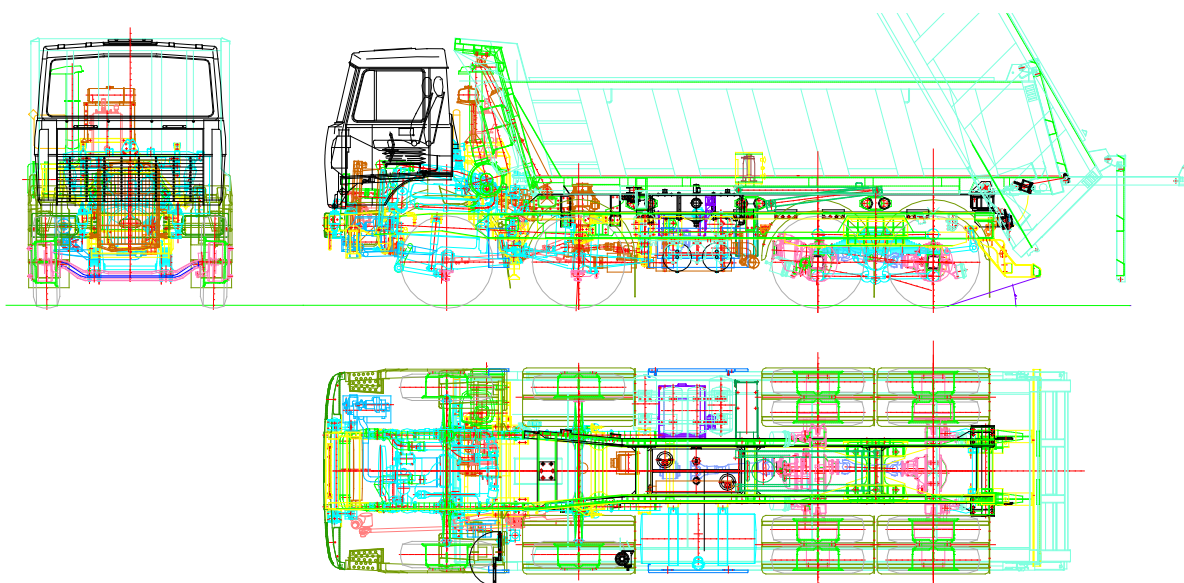


Рис. 2. Компоновочная схема самосвала (внутренняя конструкция)

Проектный аналитический расчет рамы автомобиля-самосвала

Задачи расчета. В настоящем расчете определяются напряжения изгиба, а так же прогибы лонжеронов рамы с надрамником четырехосного самосвала с колесной формулой 8×4. Расчет рамы производится для следующих вариантов нагружения: самосвал опирается на колеса всех осей; самосвал опирается на колеса крайних осей; разгрузка – начальный момент подъема платформы; разгрузка – конечный момент подъема платформы с «залипшим» грузом. Расчет на прочность лонжеронов производится только на изгиб, кручение рамы в расчете не учитывается.

Исходные данные. Массовые параметры элементов автомобиля, а также расстояние центра тяжести каждого элемента от оси первого моста и от опорной поверхности приведены в таблице 1. Подвеска передних осей – рессорная. Приведенная жесткость подвески и шин каждой передней оси $C_{пр1,2} = 572,4$ Н/мм. Подвеска задних осей – рессорно-балансирная. Приведенная жесткость подвески и шин задних осей $C_{пр3+4} = 2151,0$ Н/мм.

Распределение масс некоторых узлов самосвала по длине рамы (рис. 3).

Распределение массы груза. Масса груза $m_{гр} = 25000$ кг. Координата центра тяжести груза относительно оси I моста $x_{гр} = 4050$ мм. Условно масса груза разбивается на 21 участок. Расстояния от центра тяжести каждого из участков до оси первого моста x_i , а также массы каждого участка m_i представлены в таблице 1. При этом выполняется условие:

$$x_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}.$$

Таблица 1 – Расстояния от центра тяжести каждого из участков массы груза до оси первого моста

i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм
1	1100	1500	8	1200	3250	15	1200	5000
2	1150	1750	9	1200	3500	16	1200	5250
3	1150	2000	10	1200	3750	17	1200	5500
4	1150	2250	11	1200	4000	18	1200	5750
5	1150	2500	12	1200	4250	19	1200	6000
6	1150	2750	13	1200	4500	20	1200	6250
7	1150	3000	14	1200	4750	21	1400	6500

Распределение массы платформы и груза при разгрузке.

Реакция в месте закрепления опоры цилиндра на раме

$$R_1 = \frac{m_{\text{пл+гр}}(x_2 - x_{\text{пл+гр}})}{x_2 - x_1},$$

где $m_{\text{пл+гр}}$ – суммарная масса платформы с грузом; $x_{\text{пл+гр}}$ – координата расположения центра массы $m_{\text{пл+гр}}$ относительно первой оси; x_1 – координата расположения опоры цилиндра на раме относительно первого моста; x_2 – координата расположения оси поворота платформы на раме относительно первого моста.

Реакция в месте расположения оси поворота платформы на раме $R_2 = m_{\text{пл+гр}} - R_1$.

Распределение массы платформы и груза при разгрузке – начальный момент подъема платформы:

$$x_{\text{пл+гр}} = 4050 \text{ мм}; R_1 = \frac{28100(6535 - 4050)}{6535 - 1242} = 13195 \text{ кг};$$

$$R_2 = 28100 - 13195 = 14905 \text{ кг}.$$

Распределение массы платформы и груза при разгрузке – конечный момент подъема платформы:

$x_{\text{пл+гр}} = 5781$ мм – соответствует углу подъема платформы 60° , при условии, что весь груз находится в платформе,

$$R_1 = \frac{28100(6535 - 5781)}{6535 - 1242} = 4005 \text{ кг}; R_2 = 28100 - 4005 = 24095 \text{ кг}.$$

Распределение массы двигателя ЯМЗ-7511 и КП МЗКТ-65151. Реакция в месте закрепления передней опоры на раме

$$R_1 = \frac{m_{\text{дв+кп}}(x_2 - x_{\text{дв+кп}})}{x_2 - x_1},$$

где $m_{\text{дв+кп}}$ – суммарная масса двигателя ЯМЗ-7511 и КП МЗКТ-65151;

$$m_{\text{дв+кп}} = 1400 + 450 = 1850 \text{ кг};$$

$x_{\text{дв+кп}}$ – координата расположения центра массы $m_{\text{дв+кп}}$ относительно первой оси;

x_1 – координата расположения передней опоры на раме относительно первой оси:

$$x_1 = -624 \text{ мм};$$

x_2 – координата расположения задней опоры на раме относительно первого моста:

$$x_2 = 792 \text{ мм};$$

$$R_1 = \frac{1850(792 - 102)}{492 - (-624)} = 900 \text{ кг}.$$

Реакция в месте закрепления задней опоры на раме: $R_2 = m_{\text{дв+кп}} - R_1$;
 $R_2 = 1850 - 900 = 950 \text{ кг}.$

Распределение массы надрамника. Масса надрамника: $m_n = 650 \text{ кг}$. Координата центра тяжести надрамника относительно оси I моста $x_n = 3835 \text{ мм}$. Условно масса надрамника разбивается на 22 участка. Расстояние от центра тяжести каждого из участков до оси первого моста x_i , а также массы каждого участка m_i представлены в таблице 2. При этом выполняется условие:

$$x_n = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}.$$

Таблица 2 – Расстояния от центра тяжести каждого из участков массы надрамника до оси первого моста

i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм
1	50	1275	8	25	3025	15	30	4775
2	30	1525	9	30	3275	16	30	5025
3	30	1775	10	30	3525	17	25	5275
4	25	2025	11	30	3775	18	30	5525
5	25	2275	12	30	4025	19	30	5775
6	30	2525	13	25	4275	20	30	6025
7	30	2775	14	25	4525	21	30	6275
						22	30	6525

Определение геометрических характеристик сечений лонжеронов рамы и надрамника. Положение нейтральной оси сечения, проходящей через центр тяжести сечения относительно заданной оси $x-x$, определяется по формуле:

$$y = \frac{\sum_1^n F_i y_i}{\sum_1^n F_i},$$

где F_i – площадь площадки с индексом i ; y_i – расстояние от центра тяжести площадки с индексом i до оси x - x ; n – число площадок сечения.

Момент инерции сечения относительно нейтральной оси x_c :

$$J_c = \sum_1^n J_{0xi} + \sum_1^n F_i y_{0i}^2,$$

где J_{0xi} – момент инерции площадки относительно собственной центральной оси;

y_{0i} – расстояние от центра тяжести площадки до оси x - c .

Для прямоугольной площадки

$$J_{0xi} = \frac{h_i^3 b_i}{12} \cos^2 \alpha_i + \frac{h_i b_i^3}{12} \sin^2 \alpha_i,$$

где b_i – ширина элементарной площадки; h_i – высота элементарной площадки; α_i – угол наклона i -й площадки (угол между основанием b_i и осью x - x).

Момент сопротивления сечения для верхних и нижних волокон определяется по формуле: $W_b = \frac{J_c}{y_c}$; $W_n = \frac{J_c}{H - y_c}$, где H – высота сечения.

Характеристики сечений эквивалентной балки приведены в таблице 3.

Расчет осевых нагрузок. Реакция на каждую ось: $R_j = -(P_{\Pi j} + m_{nj} g)$, $j = 1.2...n$, n – количество осей самосвала; m_{nj} – непродессоренная масса j -й оси; $P_{\Pi j}$ – продессоренный вес на каждую ось.

Продессоренный вес на каждую ось: $P_{\Pi i} = \frac{P_{\Pi i}}{z_i}$,

Таблица 3 – Характеристики сечений эквивалентной балки

№ сече ния	Расстояние от оси 1 моста X, мм	Момент инерции сечения J_x , см ⁴	Момент сопротив- ления сечения для верхних волокон $W_в$, см ³	Момент сопротив- ления сечения для нижних волокон $W_н$, см ³
1	2	3	4	5
Рама				
1	-1430...-1318	1515,3	159,9	169,9
2	-1318...-1183	1098,6	108,0	119,1
3	-1183...-1050	1622,4	165,8	145,9
	-1050...-955	2216,7	206,7	174,9
4	-955...-838	3221,7	249,4	242,8

1	2	3	4	5
5	-838...-736	2402,9	210,2	204,2
6	-736...0	1653,3	161,8	169,0
7	0...550	5197,1	845,3	230,5
8	550...610	11417,9	596,0	964,2
9	610...710 860...940	11327,0	587,4	966,6
10	710...860	9816,7	472,9	958,7
11	940...1100	13816,8	734,5	1063,8
12	1100...1660	8328,2	518,2	529,5
13	1660...1800 1900...2080	9902,8	752,6	531,2
14	1800...1900	13638,0	1087,5	653,6
15	2080...2585 2885...3195 3480...4265	8419,6	572,5	492,6
16	2585...2885 3195...3480	8231,9	545,2	492,9
17	4265...4845 5550...5805	13086,1	569,6	742,5
18	4845...5100 5300...5550	30164,9	1296,1	1741,0
19	5100...5300	42362,8	1561,4	2210,6
20	5805...6120	10366,4	444,0	601,0
21	6120...6635	6719,7	526,0	353,2
Надрамник				
	950...6635	2786,9	248,8	248,8

где z_i – число осей в i -ой тележке;

$P_{\Pi i}$ – опорные реакции от подрессоренного веса G_{Π} по тележкам
 $P_{\Pi i} = (A_i - B_i l_{iq}) G_{\Pi} + (A_i - B_i l_{iq}) \sum a_i c_i - a_i c_i, i = 1, 2 t,$

где t – число тележек; c_i – приведенная жесткость подвески и шин i -ой тележки;

l_{iq} – расстояние от центра тяжести подрессоренного веса до i -ой тележки;

a_i – свободный ход подвески i -ой тележки (величина характеризующая запаздывание включения в работу подвески i -ой тележки относительно 1-ой оси);

$P_{\Pi i(a=const=0)} = (A_i - B_i l_{iq}) G_{\Pi}$ – осевая реакция, возникающая от подрессоренного веса G_{Π} при одинаковой установке колес (т.е. подвеска колес всех тележек одновременно включается в работу) $a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$;

$P_{\Pi i(a \neq const)} = (A_i - B_i l_{iq}) \sum a_i c_i - a_i c_i$ – определяет дополнительную осевую реакцию, возникающую вследствие неодинаковой установки колес

$A_i = c_i \frac{E - D l_{1i}}{CE - D^2}$, где l_{1i} – расстояние между 1-ой осью и i -ой тележкой

$$B_i = c_i \frac{D - Cl_{1i}}{CE - D^2}; C = \sum_1^n c_i; D = \sum_1^n c_i l_{1i}; E = \sum_1^n c_i l_{1i}^2; l_{1c} = \frac{\sum_1^n a_i c_i l_{1i}}{\sum_1^n a_i c_i}.$$

Для проверки: $\sum P_i = G_{II}$

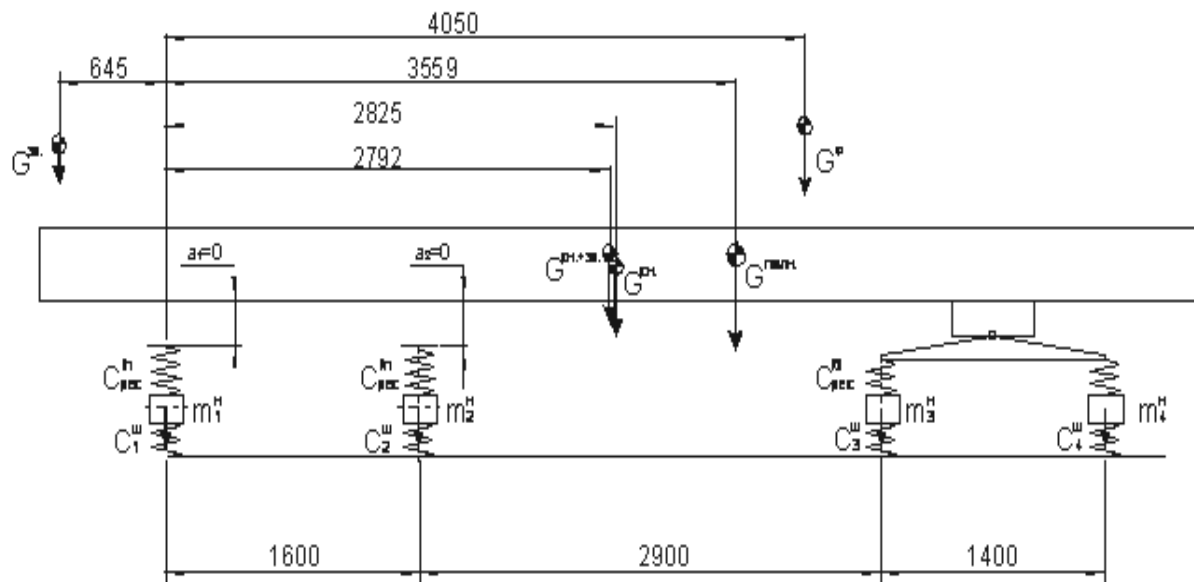


Рис.3. Расчетная схема к определению осевых нагрузок автомобиля-самосвала

Расчет напряжений изгиба и коэффициентов запаса в лонжеронах рамы

Расчет напряжений изгиба производится в следующем порядке: определяются опорные реакции и изгибающие моменты в сечениях лонжеронов.

Изгибающий момент M_{II} в сечении действия силы P_i определяется по формуле:

$$M_{II} = M_{II(i-1)} + Q_{i-1} \Delta l_{i-1},$$

где $M_{II(i-1)}$ – изгибающий момент в сечении действия силы P_{i-1} ;

Q_{i-1} – перерезывающая сила в сечении действия силы P_{i-1}

$$Q_{i-1} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k + \sum_{k=1}^{i-1} R_k,$$

Δl – расстояние между линиями действия сил P_{i-1} и P_i , $\Delta l_{i-1} = |l_i - l_{i-1}|$,

где l_i – координата силы или опорной реакции.

При расчете прочности рамы в районе расположения надрамника принимается, что лонжероны рамы и надрамника работают совместно и изгибная их деформация в каждой точке по длине рамы одинаковая (благодаря наличию связи между рамой и надрамником). Изгибающие моменты распределяются на лонжероны рамы и надрамника пропорционально их изгибным жесткостям и равны:

$$M_P = M_{II} \frac{J_P}{J_P + J_H}, \quad M_H = M_{II} \frac{J_H}{J_P + J_H},$$

где M_P и M_H – изгибающие моменты в лонжеронах рамы и надрамника;

J_P и J_H – моменты инерции сечений лонжеронов рамы и надрамника.

Определяются напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W},$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу.

За положительное направление изгибающего момента принято такое, при котором нижние волокна растягиваются. Напряжения изгиба в лонжеронах рамы и надрамника определяются с учетом указанного выше распределения изгибающих моментов. Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала рамы определяется из выражения

$$\eta_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_u},$$

где σ_T – предел текучести материала лонжерона рамы, материал 09Г2С.

Напряжения в лонжеронах рамы и деформации лонжеронов для всех вариантов нагружения определены при действии статических нагрузок (рис. 4–7).

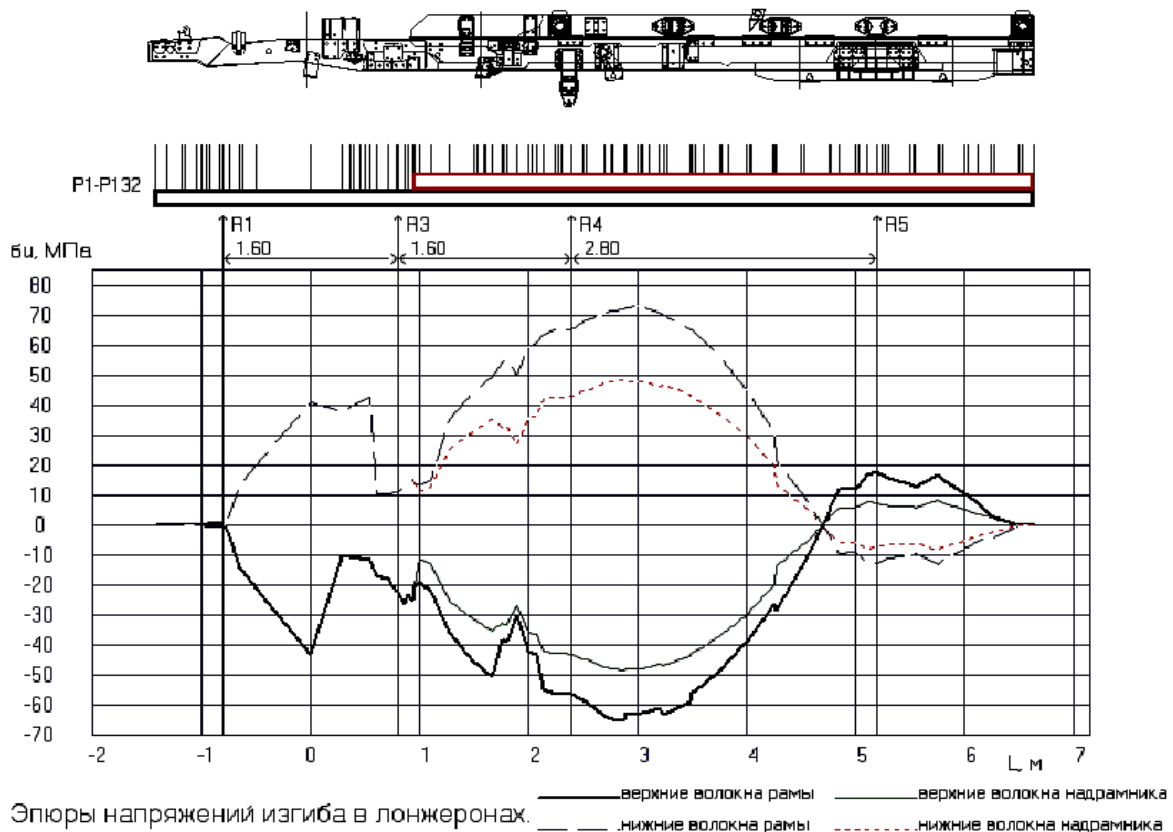


Рис. 4. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей

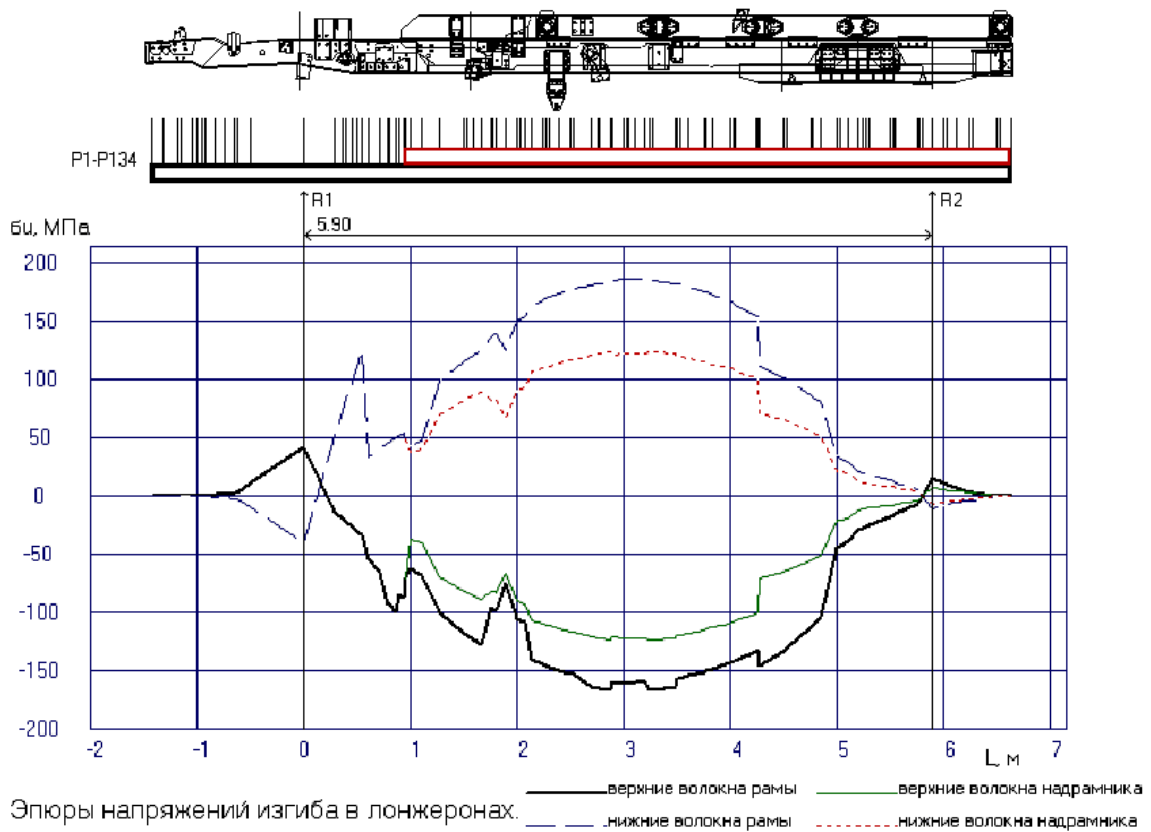


Рис. 5. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса первой и четвертой осей

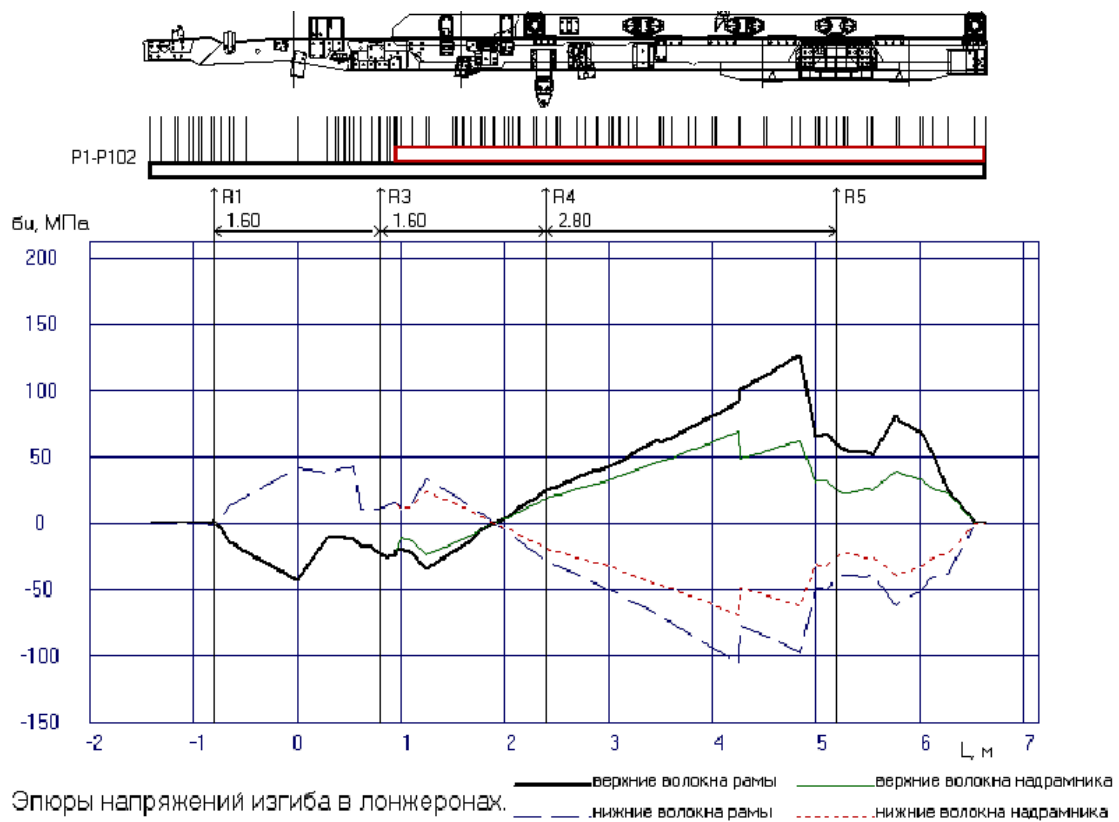


Рис. 6. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей, разгрузка – начальный момент подъема платформы

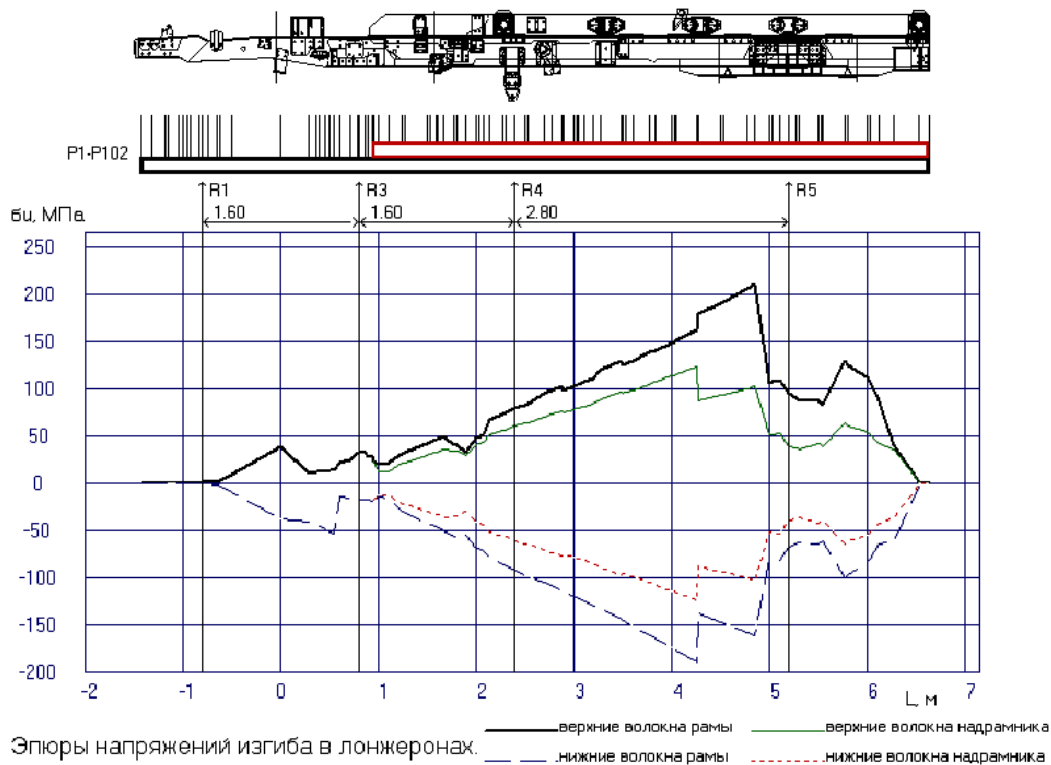


Рис. 7. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей, разгрузка – конечный момент подъема платформы

Определение прогибов рамы. Рама представляет собой балку переменного сечения. При определении прогибов раму автомобиля МЗКТ-65151 заменяем балкой ступенчатого сечения, состоящую из 29 участков (см. таблицу 3). Для определения прогибов ступенчатую балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $J_{16} = 8419.6 \text{ см}^4$.

Порядок определения прогибов (рис. 8–9):

Определяют коэффициенты приведения для каждого участка балки $K_l = \frac{J_{16}}{J_l}$;

Умножают все силы, приложенные на l -м участке на соответствующий коэффициент приведения $K_l P_l' = P_l K_l$. В местах сопряжения участков прикладываем разности ΔQ_l и ΔM_l

$$\Delta Q_l = (K_{l+1} - K_l) Q_l \text{ и } \Delta M_l = (K_{l+1} - K_l) M_l,$$

где ΔQ_l – перерезывающая сила в месте сопряжения l и $(l+1)$ участков,

ΔM_l – изгибающий момент в месте сопряжения l и $(l+1)$ участков.

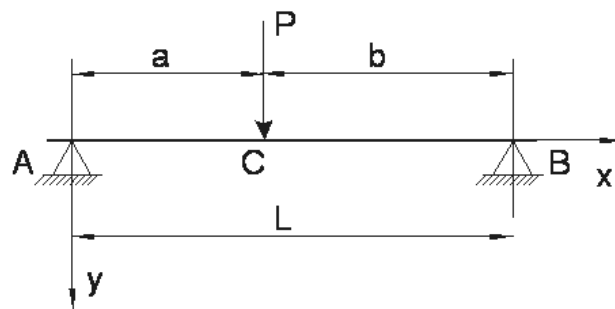


Рис. 8. К определению прогибов от сосредоточенных сил между опорами

Строят эквивалентную балку, для которой определяем прогиб.

Прогибы определяются от каждой силы в отдельности по приведенным ниже формулам:

От точки А до точки С ($0 \leq x \leq a$)

$$y = \frac{P_l b x}{6EJ_{16}L} (L^2 - b^2 - x^2),$$

где E – модуль продольной упругости

$$E \approx 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2 \approx 19,6 \text{ МПа}$$

От точки С до точки В ($a \leq x \leq L$)

$$y = \frac{P_l a (l - x)}{6EJ_{16}L} [L^2 - b^2 - (L - x)^2].$$

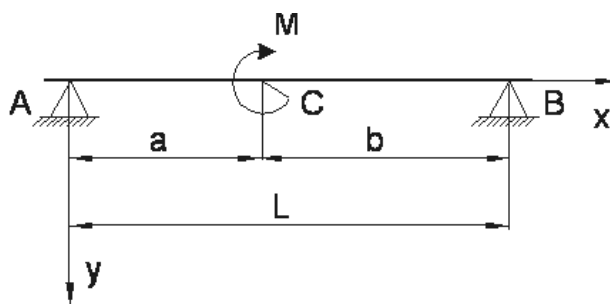


Рис. 9. К определению прогибов от моментов между опорами

От точки А до точки С ($0 \leq x \leq a$)

$$y = \frac{P_l a (l - x)}{6EJ_{16}L} [x^3 - (6aL - 3a^2 - 2L^2)x].$$

От точки С до точки В ($a \leq x \leq L$)

$$y = \frac{P_l b x}{6EJ_{16}L} [(L - x)^3 - (6bL - 3b^2 - 2L^2)(6bL - 3b^2 - 2L^2)].$$

Определение прогибов рамы с учетом надрамника.

Прогибы рамы определяют в точках с координатами $x_1 = -1400$ мм; $x_2 = 2900$ мм; $x_3 = 2910$ мм; $x_4 = 6600$ мм; $x_5 = 2930$ мм; $x_6 = 6600$ мм от 1-й оси. Расчет прогибов производится для случая опоры на колеса 1-й и 4-й осей.

С учетом жесткости надрамника, моменты инерции сечений эквивалентной балки переменного сечения после координаты $x = 950$ мм составят: $J_l' = J_l + J_{надр}$.

Для сечения № 16 после координаты $x = 950$ мм момент инерции составного сечения составит

балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $J_{16} = 8419,6 + 2786,5 \text{ см}^4$.

При помощи программы МЗКТ для расчета деформаций (прогибов) получим, что максимальная суммарная деформация равна 32,076 мм на расстоянии 2910 мм от первой оси.

С учетом количества лонжеронов балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $n_l = 2 \text{ см}^4$. деформация рамы по координате $x = 2910$ мм при опоре на колеса 1-й и 4-й осей составит:

$$y = \frac{y'}{n_l}, y = \frac{32}{2} = 16,0 \text{ мм.}$$

Результаты аналитического расчета. Максимальные напряжения изгиба и соответствующие коэффициенты запаса прочности составили для разных вариантов нагружения по координатам:

– при опоре на колеса всех осей:

для $x = 2885$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 65,3$ МПа ($\eta = 4,95$);

для $x = 3000$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 73,2$ МПа ($\eta = 4,42$);

– при опоре на колеса первой и четвертой осей:

для $x = 2885$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 166,3$ МПа ($\eta = 1,94$);

для $x = 3250$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 166,5$ МПа ($\eta = 1,94$);

для $x = 3000 \dots 3100$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 186,5$ МПа ($\eta = 1,73$);;

– при опоре на колеса всех осей, разгрузка – начальный момент подъема платформы

для $x = 4265$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 105,9$ МПа ($\eta = 3,05$);

для $x = 4845$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 126,5$ МПа ($\eta = 2,55$);

– при опоре на колеса всех осей, разгрузка – конечный момент подъема платформы

для $x = 4265$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 188,3$ МПа ($\eta = 1,72$);

для $x = 4845$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 210,3$ МПа ($\eta = 1,54$);

Значение деформации (прогиба) рамы с учетом надрамника по координате $x = 4845$ мм $x = 2910$ мм от 1-й оси составило: $y = 16,0$ мм.

Создание и идеализация расчетной 3D-модели.

В ходе выполнения работы была создана 3D-модель рамы автомобиля-самосвала (рис. 10) в MCAD пакете Pro/Engineer.

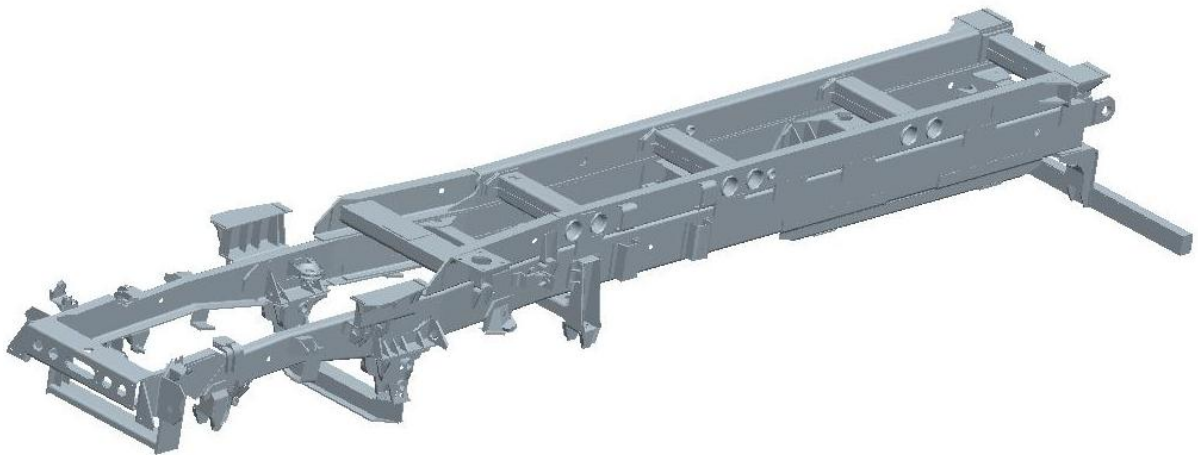


Рис. 10. 3D-модель рамы с надрамником автомобиля самосвала

Далее в связи со сложностью данной модели и непригодности её для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) создана упрощенная расчетная модель. После чего была проведена оптимизация модели с целью уменьшения количества конечных элементов. Создана расчетная модель надрамника, после чего рама и надрамник были собраны вместе и к ним были добавлены необходимые для расчета кронштейны.

Идеализация модели: идеализации – набор инструментов для упрощения проекта, ускоряющие конечно-элементный анализ (идеализации оболочки). Pro/MECHANICA спаривает поверхности для оболочечной идеализации, затем сжимает их в среднюю поверхность, на которой устанавливаются оболочечные элементы. Оболочечные элементы являются трехмерными, наподобие поверхностных, элементами, используемыми для представления конструктивных элементов, которые являются тонкими по сравнению с длиной и шириной детали.

Моделирование соединений.

Болтовые соединения. В реальной конструкции рамы многие кронштейны к раме крепятся при помощи болтовых соединений и сварки. При создании расчетной модели было создано 58 болтовых соединений.

Сварные соединения. При помощи опции Weld для данной модели было создано 76 сварных соединений.

Задание материала. Для задания материала воспользуемся опцией Materials. Эта опция позволяет назначать для модели свойства материала, добавить новые свойства материала к модели и редактировать имеющиеся.

Создание конечно-элементной сетки. Для создания сетки конечных элементов воспользуемся опцией AutoGEM. В окне выбора типа элементов выбираем All with Properties, это связано с тем, что разработанная 3D модель состоит из оболочек и объемных элементов. В нашем случае было создано 21602 объемных элементов и 17002 плоских элементов (Рисунок 11).

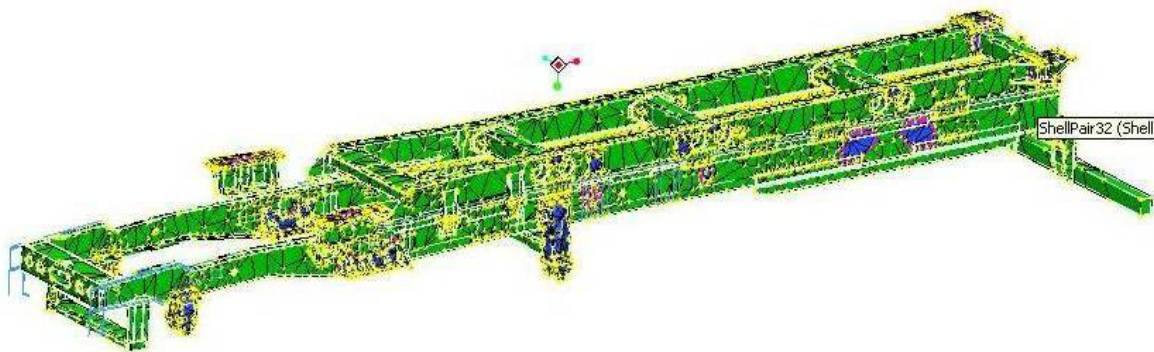


Рис. 11. Конечно элементарная сетка 3D-модели рамы в сборе с надрамником

Задание закреплений и нагрузок действующих на раму. Согласно таблице 4 массовых параметров самосвала МЗКТ с колесной формулой 8x4 определены нагрузки действующие на раму автомобиля-самосвала. В диалоговом окне Force/Moment нагрузки определены относительно WCS в Coordinate System.

Учет масс рамы и надрамника. Вследствие того, что при задании материала и его свойств задается плотность материала, то учесть массы рамы и надрамника мы можем путем приложения силы тяжести. Для этого из меню выбираем Insert>Gravity Load. В открывшемся диалоговом окне Gravity Load относительно глобальной системы координат WCG указываем ускорение свободного падения вдоль оси Y и нажимаем ОК для подтверждения.

Закрепления в случаях поднятия платформы на 60 °, с залипшим грузом и транспортного положения (рис. 12 и 13):

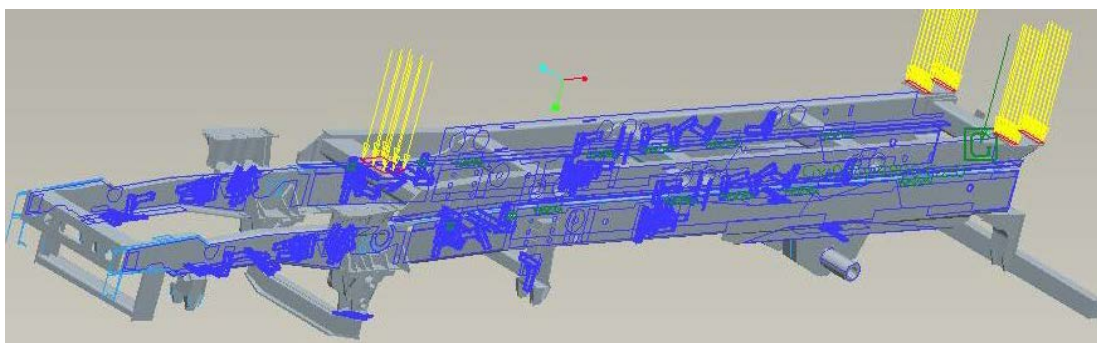


Рис.12. Схема задания нагрузки для случая поднятия платформы на 60 ° с залипшим грузом

Таблица 4 – Массовые параметры самосвала

№	Наименование узлов автомобиля	Масса, кг	Расстояние от оси 1 моста X, мм	Расстояние от грунта Y, мм	Расстояние от продольной оси автомобиля Z, мм
1	2	3	4	5	6
1	Двигатель 7511.10	1400	-170	1170	0
2	Радиатор системы охлаждения	95	-1000	1180	15
3	Расширительный бачок	20	360	2560	250
4	Охладитель наддувочного воздуха	20	-1145	1200	0
5	Кабина с установкой	715	-645	2260	0

1	2	3	4	5	6
6	Бак ГУР	70	450	2080	280
7	КП МЗКТ-65151	450	950	920	0
8	Рулевое управление	200	285	709	-400
9	Воздухофильтр и заборник	100	400	900	800
10	Аккумуляторы	250	2900	1000	700
11	Тормозная система	70	2900	1000	700
12	Рама в сборе	1430	2700	950	0
13	Топливный бак	400	3050	850	-780
14	ПЖД	35	-925	875	775
15	Неучтенные массы, ЗИП	520	5200	800	750
16	Платформа прямая 16 м ³	3100	4050	2000	0
17	Система выпуска	70	2140	755	0
18	Цилиндр подъема платформы	300	900	2130	0
19	Насосная станция	200	2300	650	200
20	Надрамник	650	3835	1220	-7
21	Бак масляный	200	3600	1220	0
22	Запасное колесо	200	605	2170	-670
23	Экипаж	150	-645	2150	0
24	Груз в платформе	25000	4050	2000	0
25	Снаряженная масса	16120	2843	1133	16
26	Снаряженная масса + экипаж	16270	2810	1142	16
27	Поддрессоренная масса автомобиля (пол. массой)	36650	3547	1805	7
28	Автомобиль с экипажем, без платформы и груза	13170	2519	941	19
29	Полная масса	41270	3561	1662	6

Закрепление первой оси. Для создания закрепления в Pro/Mechanica из меню выбираем Insert >. Закрепления будем проводить с учетом того что подвеска передних осей – рессорная, задних осей – рессорно-балансирная. Поэтому для двух передних осей закрепление будет производиться в местах крепления рессор к раме, а закрепления задних осей на балансире. Для каждого закрепления будут продемонстрированы диалоговое окно Constraint в котором указан тип закрепления и будут показаны площадки по которым происходит закрепление.

Закрепление второй оси, третьей и четвертой осей выполняются аналогично.

Закрепление рамы для случая диагональной вывески (рис. 14). В данном расчетном положении самосвал наезжает на препятствие двумя передними правыми и двумя задними левыми колесами (Диалоговое окно Constraint).

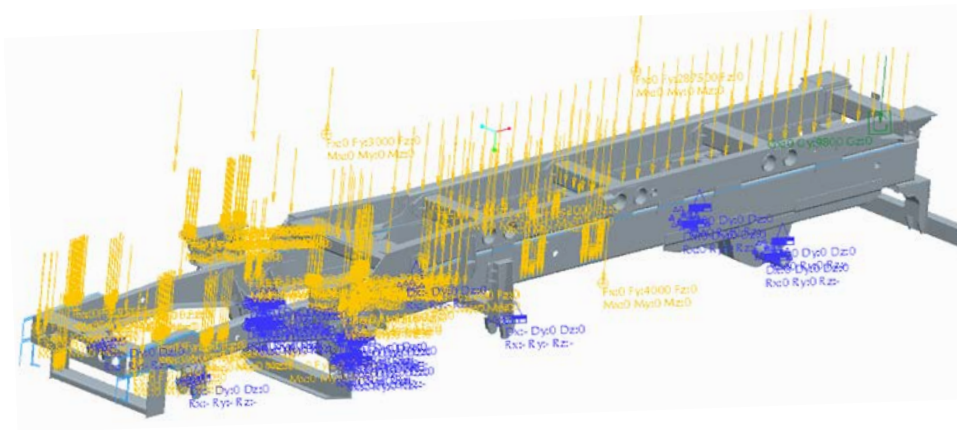


Рис. 13. Общий вид закрепления и нагружения рамы для транспортного положения

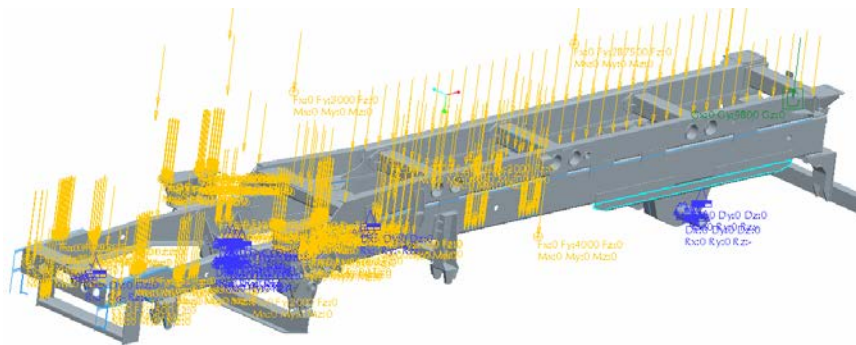


Рис. 14. Общий вид закрепления и нагружения рамы для диагональной вывески

1.6 Результаты расчета рамы с использованием метода конечных элементов.
Транспортное положение. Распределение эквивалентных напряжений (максимальные напряжения – 79,6 МПа). Деформации (максимальное перемещение – 1,2 мм).
Диагональная вывеска (рис. 15 и 16):

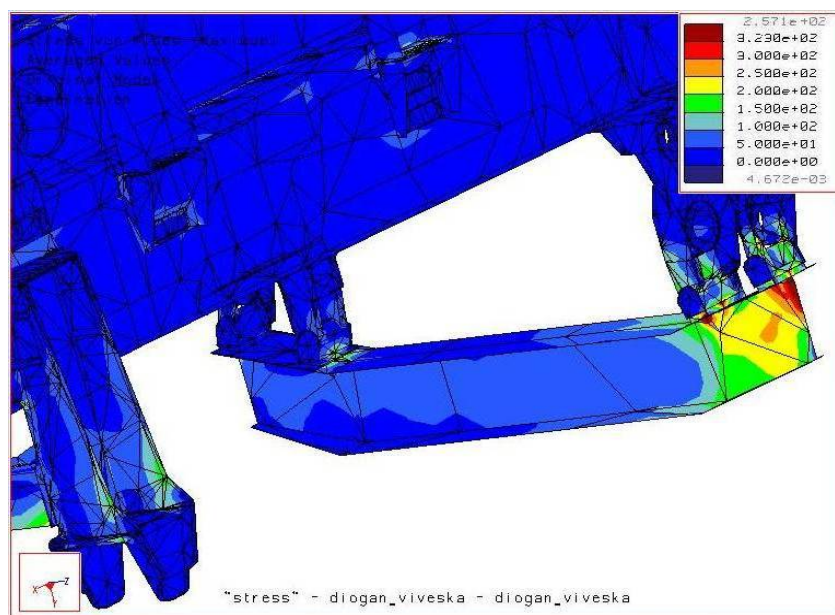


Рис. 15. Распределение эквивалентных напряжений для диагональной вывески (максимальные напряжения – 257,1 МПа)

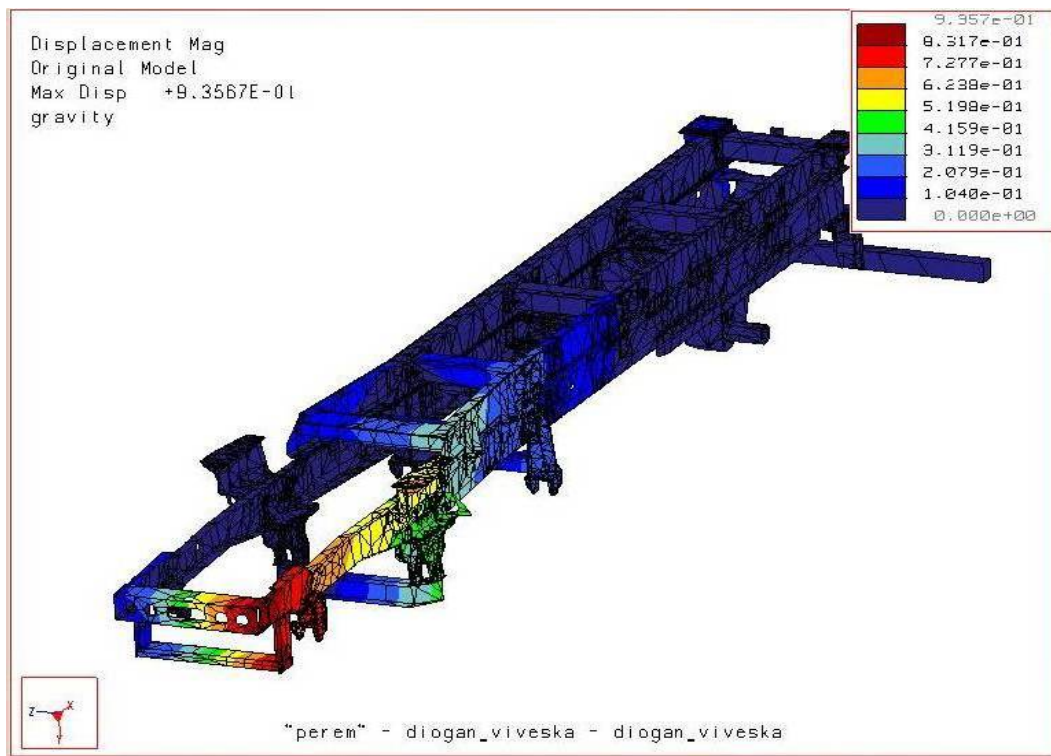


Рис. 16. Деформации (максимальное перемещение – 0,99 мм)

Конечный момент подъема платформы (рис. 17):

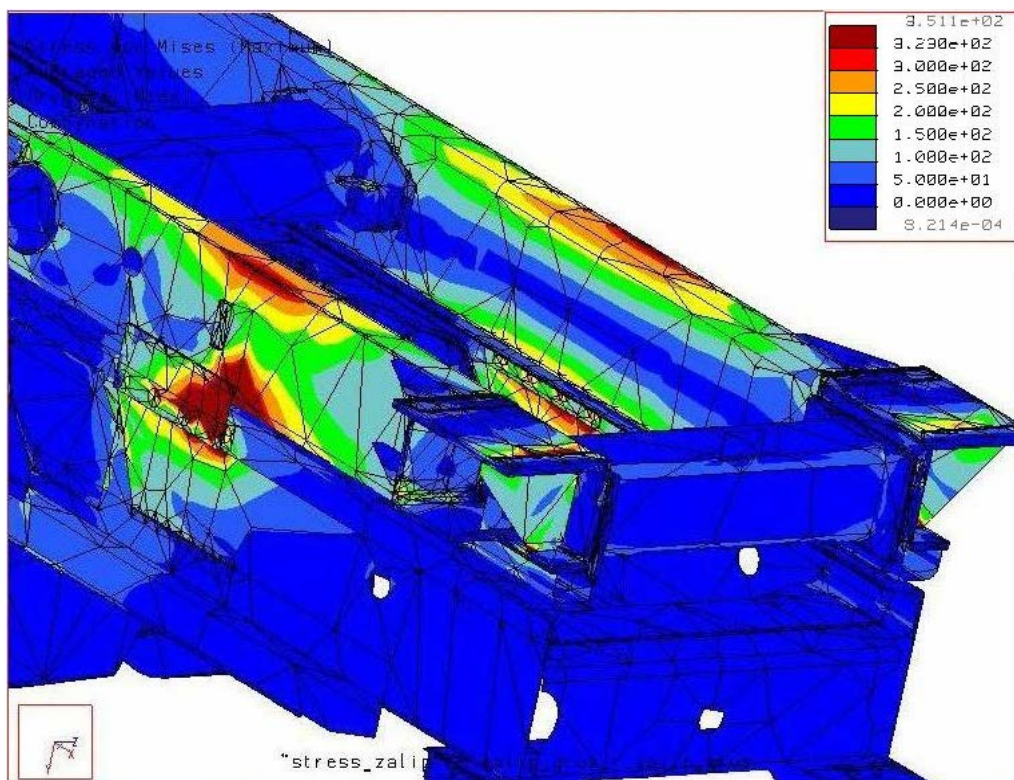


Рис. 17. Зона максимальных напряжений

Условия эксплуатационных испытаний самосвалов МЗКТ по дорогам с гравийным покрытием низкого качества (покрытие – щебень с размером фракции в среднем до 200 мм (Республика Казахстан) приведены на рис. 18.



Рис. 18. Условия эксплуатационных испытаний самосвалов МЗКТ

На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований создана 3D модель автомобиля-самосвала (рис. 19) в модуле MCAD в пакете Pro/Engineer, которая использовалась для расчетного прогнозирования опасных элементов рамы.



Рис. 19. 3D-модель автомобиля-самосвала

В результате расчетно-экспериментального анализа полученных результатов разработаны конструктивные мероприятия (рис. 20–23), направленные на повышение несущей способности рамы, обеспечивающие ее пробеговый ресурс, отвечающим международным требованиям к данному классу грузовых автомобилей.

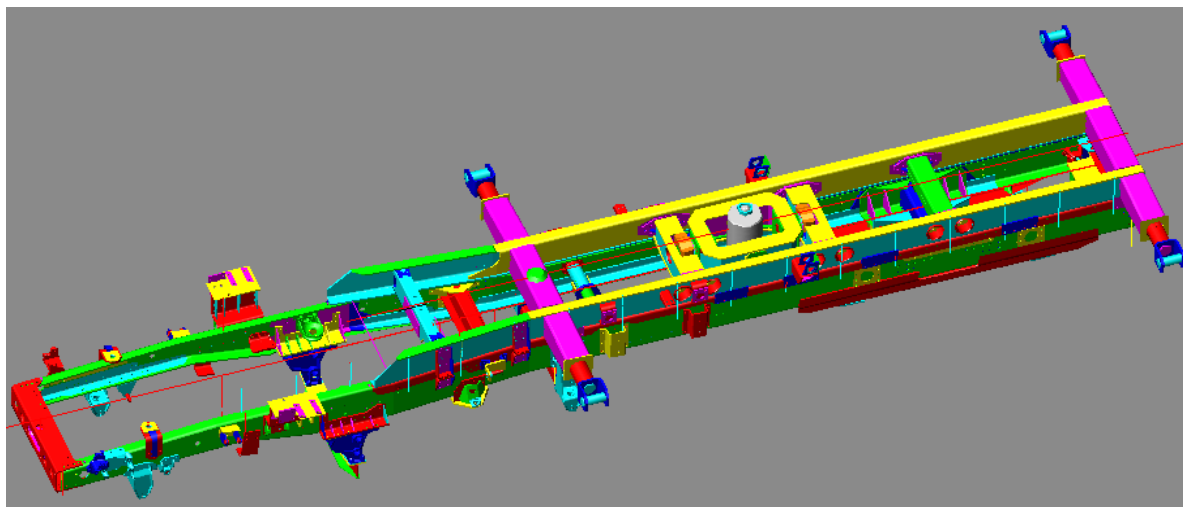


Рис. 20. Вид сверху на раму

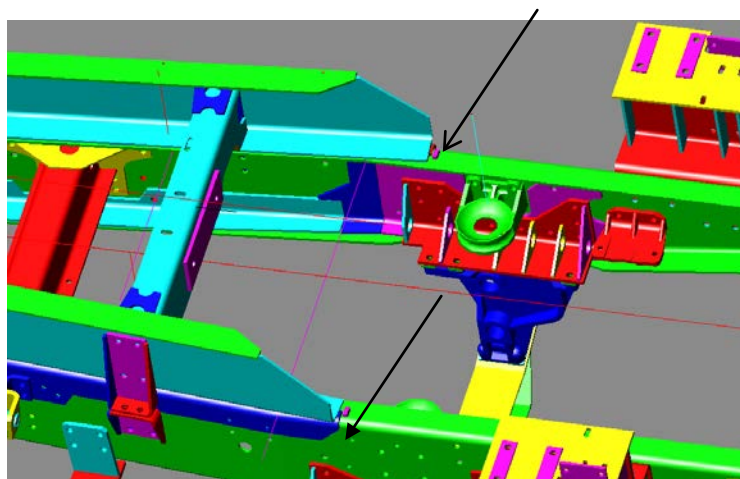


Рис. 21. Положение «датчиков» для анализа НДС и ресурса на верхней полке лонжерона возле надрамника (указано стрелками)

В модели (рис. 22) место крепления кронштейна рессор между осями первого и второго мостов показано с усилением (синего цвета вставка). Выполнен расчет, как со вставкой, так и без нее. Данный усилитель в раме-прототипе отсутствует.

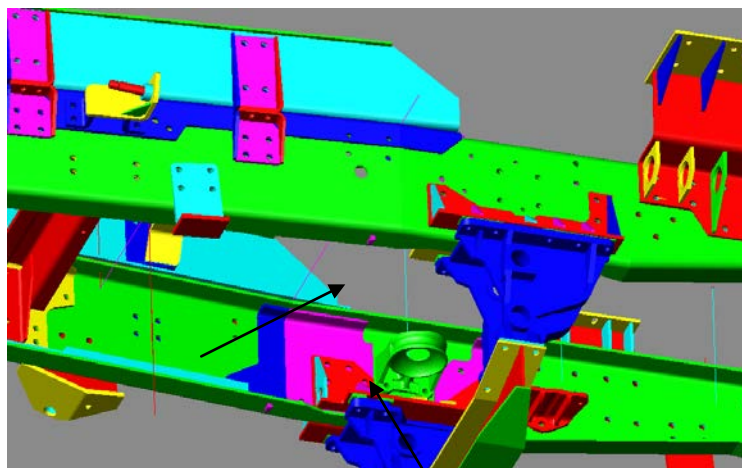


Рис. 22. Положение «датчиков» для анализа НДС и ресурса на нижней полке лонжерона в местах крепления кронштейна рессор между осями первого и второго мостов (указано стрелками)

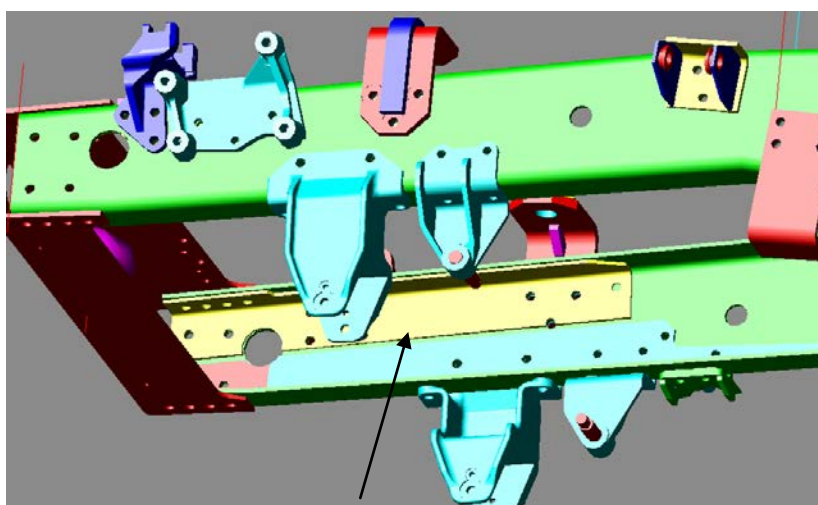


Рис. 23. По сравнению с рамой старой конструкции, в передней части рамы перспективной конструкции введены усилители (указано стрелкой).

Основные результаты и выводы.

На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта. Решение этих, во многом традиционных задач, рассмотрено в данной статье на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования обеспечивает предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований к данному классу машин. На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований созданы 3D модели рамы перспективной конструкции и автомобиля-самосвала в пакете Pro/Engineer, которые использовались для расчетного прогнозирования опасных элементов рамы. На основании расчетно-экспериментального анализа полученных результатов, разработаны мероприятия, на-

правленные на повышение несущей способности рамы перспективной конструкции, обеспечивающие ее пробеговый ресурс, отвечающим международным требованиям к данному классу грузовых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили-самосвалы / В. Н. Белокуров, О. В. Гладков, А. А. Захаров, А. С. Мелик-Саркисянц; под общей редакцией А. С. Мелик-Саркисянца. – М.: Машиностроение. – 1987. – 216 с.
2. Барре, Р. П., Форбес, Р. Т., Андрию, С. Измерение и анализ дорожной поверхности // Отчет Майра. – 1970/5.
3. Высоцкий, М. С. и др. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
4. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / Б. Д. Проскуряров – Л.: машиностроение, 1972.– 232 с.
5. Динамика системы: дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение. – 1978.
6. Капуста П. П. Компьютерный полигон для оценки нагруженности конструкций АТС / Автомобильная промышленность. – 2006. – № 1. – С. 34–36.
7. Капуста, П. П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 11. – С. 15–18.
8. Капуста, П. П. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей машин // Вестник машиностроения. – 2005. – № 7. – С. 13–16.;
9. Капуста, П. П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 2. – С. 59–61.
10. Капуста П. П., Рыбаков Д. В., Мальев Д. В. Компьютерное моделирование дорожных условий // В сб. Материалы МНТК «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии», Могилев, 22–23 апреля 2004 г., В 3-х частях: часть 2., С. 44–45.
11. Капуста, П. П., Слабко, И. А., Вихренко Д. В. Комплексный метод обработки конструкции рамы седельного тягача / Автомобильная промышленность. – 2005. – № 1. – С. 27–30.
12. Капуста, П. П. Принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования несущих систем мобильных машин / Грузовик. – 2013, № 3. – С. 24–31.

Поступила 26.01.2020