ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 629.783:629.113.02:539.4

Проектирование опорной ходовой части грузовой роботизированной платформы

Г.И. Шкарупин
Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Аннотация
Одним из направлений развития наземной мобильной робототехники являются мобильные роботизированные транспортные платформы (МРТП). Их основное назначение — автоматизированное перемещение грузов, оборудования или людей в различных условиях. Особенно актуальны машины, предназначенные для движения по бездорожью. Для них ходовая часть представляет собой критический элемент конструкции, требующий наибольшей надежности. Целью работы является проектирование ходовой части грузовой роботизированной платформы, проверка запаса прочности ее несущих элементов и коррекция параметров торсионного вала. В ходе исследования спроектирована конструкция ходовой части и торсионный вал, исходя из расчетной схемы; затем элементы ходовой части, включая торсионный вал, смоделированы в САПР КОМПАС-3D. Проведен анализ прочности торсионного вала с использованием модуля APM FEM. Установлено, что для маловесного гусеничного РТК (до 500 кг) диаметр торсионного вала от 16 мм достаточен для выполнения требований по прочности. Практическая значимость результатов заключается в обосновании необходимости перепроектирования торсионного вала, а именно увеличения его диаметра и диаметра его концов.

Ключевые слова: МРТП, FEM, ходовая часть, подвеска, шасси, торсион, вал

Для цитирования. Шкарупин Г.И. Проектирование опорной ходовой части грузовой роботизированной платформы. *Молодой исследователь Дона.* 2026;11(4):86–96.

Design of the Undercarriage of a Robotic Cargo Platform

Gleb I. Shkarupin
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Abstract
One of the directions for ground mobile robotics development is designing mobile robotic transport platforms (MRTPs). Their main purpose is automated transportation of cargo, equipment, or people under various conditions. Particularly in demand are robotic vehicles designated for off-road operation. For these vehicles, the undercarriage is a critical structural element requiring the utmost reliability. The aim of the study is to design the undercarriage of a robotic cargo platform, test the safety margin of its load-bearing members, and adjust the torsion shaft parameters. In the frame of the study, the undercarriage and torsion shaft were designed based on the design diagram; the undercarriage members, including the torsion shaft, were then modeled in the KOMPAS-3D CAD system. Torsional strength of the torsion shaft was studied using the APM FEM module. It was found that for a lightweight tracked MRTP (up to 500 kg), the sufficient torsion shaft diameter should start from 16 mm to meet the torsional strength requirements. The practical significance of the obtained results is included in justification of the need to redesign the torsion shaft, i.e. to increase its diameter and the diameter of its ends.

Keywords: MRTP, FEM, undercarriage, suspension, chassis, torsion, shaft.

For Citation. Shkarupin GI. Design of the Undercarriage of a Robotic Cargo Platform. *Young Researcher of Don.* 2026;11(4):86–96.

https://mid-journal.ru

© Шкарупин Г.И., 2026

Введение. При разработке наземных роботизированных комплексов применяют разнообразные конструктивные решения. Конструкция мобильных роботизированных транспортных платформ в значительной мере определяется типом двигателя и шасси. Окончательные проектные решения принимают по результатам испытаний опытного образца и его узлов.

Целью работы является проектирование ходовой части грузовой роботизированной платформы, проверка запаса прочности ее несущих элементов и коррекция параметров торсионного вала.

Актуальность работы обусловлена необходимостью обоснованного подхода к разработке ходовой части и рационализации геометрических параметров торсионного вала на основе конечно-элементного анализа в программном комплексе APM FEM. Конечно-элементное моделирование дает возможность уточнить распределение напряжений при кручении, выявить слабые места и скорректировать конструкцию вала еще на стадии эскизного проекта.

Основная часть. Мобильные роботизированные транспортные платформы предназначены для транспортировки грузов в сложных дорожных условиях. Сложные дорожные условия — термин, обозначающий участки дорог или ситуации, в которых движение транспортных средств затруднено вследствие неблагоприятных природных, геологических или метеорологических факторов и требует от водителя особой осторожности[1]. Указанная особенность обуславливает необходимость повышенной проходимости и прочности ходовой части МРТП. Начальные условия для проектируемой МРТП представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики проектируемой МРТП

Масса с грузом, кг	450
Шасси	гусеничное классическое
Привод	электродвигатель
Управляемая дальность, км	не менее 5
Возможность автономного движения	присутствует
Максимальная скорость, км/ч	по пересеченной местности 15 км/ч
Время автономной работы, ч	до 6

Торсионный вал является ключевым высоконагруженным элементом подвески, работающим в условиях знакопеременного кручения; от его прочности напрямую зависит безотказность машины. В качестве материала вала принята легированная конструкционная сталь 45ХН2МФА (ГОСТ 4543-2016[2]), обладающая после термического улучшения высокой прочностью, вязкостью и усталостной стойкостью.

Целью проектирования является:

– определение расчётной нагрузки на торсион;

– определение максимальных касательных напряжений при действии расчётного крутящего момента;

– проверка условия прочности по критерию;

– оценка запаса статической и усталостной прочности с учётом концентрации напряжений и циклического характера нагружения;

– подтверждение работоспособности конструкции в заданном диапазоне углов закручивания.

Исходные данные для расчёта включают геометрические параметры вала, механические характеристики материала (предел текучести, предел прочности, предел выносливости), а также эксплуатационные нагрузки, определённые на основе кинематической и силовой схем подвески. Расчёт выполнен по методикам сопротивления материалов и рекомендациям отраслевого стандарта РД 50-656-88[3] («Оценка усталостной долговечности торсионного вала») с применением коэффициентов запаса прочности, учитывающих неоднородность материала, качество поверхности и условия эксплуатации.

Результаты расчёта служат основанием для подтверждения надёжности и долговечности торсионного узла в составе мобильной роботизированной платформы, его моделирования в системе автоматизированного проектирования КОМПАС-3D (учебная версия 23), а также для последующей модернизации в случае неудовлетворительного результата. В таблице 2 представлены исходные данные для расчёта торсионного вала конструкции подвески комплекса.

[1] ГОСТ 33149-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Правила проектирования автомобильных дорог в сложных условиях. Москва: Стандартинформ; 2014. 32 с.

[2] ГОСТ 4543-2016. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. Москва: Стандартинформ; 2017. 78 с. URL: https://docs.cntd.ru/document/1200143499 (дата обращения:18.05.2026)

[3] РД 50-656-88. Методические указания. Надёжность в технике. Расчёты на прочность при вибрациях. Москва: Издательство стандартов; 1988. 32 с.

Таблица 2

Исходные данные для расчётов

Показатель	Обозначение	Значение
Ориентировочная масса комплекса, кг	M	450
Колея, м	B	1,40
Длина опорной гусеничной базы, м	$L_{оп}$	0,65
Высота корпуса, м	$H_к$	0,5
Коэфф. неравномерности распределения нагрузки и массы корпуса	$\alpha_м$	0,85
Число опорных катков по одному борту	$m_{ок}$	3
Коэфф. конструкт. особенностей опорного катка (двухрядный, легкие сплавы)	$a_к$ $b_к$	29,4 $3{,}88*10^{-3}$
Установочный угол балансира	$\square_{уст}$	65^0
Удельный вес гусеницы, кг/м	$\square_т$	17,8
Колебания линейные и продольно-угловые корпуса машины, $с^{-1}$	Kφmin Kφmax	4,5, 5,3;

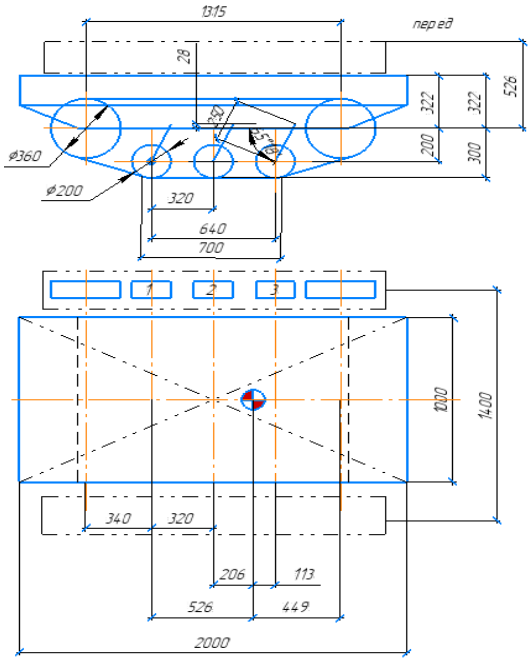


Рис. 1. Расчётная схема торсионной подвески МРТП

На основании исходных данных и расчётной схемы, приведённой на рис. 1, приняты следующие упрощения и выполнен расчёт [1]:

– жёсткости всех подвесок одинаковы, расстояния между опорными катками равны, катки расположены симметрично относительно середины опорной поверхности гусеницы;

– центр подрессоренных масс и центр упругости совпадают и находятся посередине длины опорной поверхности гусеницы;

– жёсткость подвески принимается нелинейной, зависящей от её геометрических параметров;

– продольные силы сопротивления качению катков не учитываются;

– влияние колебательных процессов в гусенице не учитывается.

– Рассчитаем статическую нагрузку на каток по формуле (1):

$$P_{cm} = \frac{K_1\left(\left(0{,}5*M - L_{on}*\gamma_г\right)g + T_0\right)/n_{ок} - a_к*g}{1 + b_к*g}, \quad (1)$$

где M — ориентировочная масса комплекса, 400 кг; $L_{оп}$ — длина опорной гусеничной базы, 0,65 м; $N_{ок}$ — количество опорных катков, 3; $a_к$, $b_к$ — коэффициент конструктивных особенностей опорного катка (двухрядный, легкие сплавы);

$$P_{cm} = \frac{1{,}05\left(\left(0{,}5*400 - 0.65*20\right)9{,}81 + 400\right)/3 - 29{,}4*9{,}81}{1 + 3{,}88/1000*9{,}81} = 475(H).$$

Предварительная масса опорного катка практическая по результатам 3D моделирования:

$$m_{ок} = 7{,}5(кг).$$

Момент инерции подрессоренным масс машины по формуле (2):

$$J_0 = \alpha_м \left(M - 2\left(L_{оп} * \gamma_г + n_{ок} * m_{ок}\right) + T_0\right)\frac{H_к^2 + L_к^2}{12}. \quad (2)$$

Межосевое расстояние между соседними торсионами теоретическое по формуле (3):

$$a_{ок} = \frac{L_{оп} * 1000}{n_{ок} - 1} = \frac{0{,}65 * 1000}{3 - 1} = 325\ (мм). \quad (3)$$

Межосевое расстояние между соседними торсионами практическое по 3D модели выбрано — 320 мм.

Расстояние от центра подрессоренных масс до оси i-го катка (i=1,2,3) теоретическое по формуле (4):

$$l_{(1...6)} = \frac{L_{оп}}{n_{ок} - 1}\left(\frac{n_{ок} - 1}{2} - 1...3\right), \quad (4)$$

$$l_{(1...6)} = \frac{650}{3-1}\left(\frac{3-1}{2} - 1...3\right) = l_1 = 325\ мм; l_2 = 0\ мм; l_3 = -325\ мм.$$

Модуль жесткости подвески при $K_{\varphi min}$ был рассчитан по формуле (5):

$$m_n\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{J_0 * \frac{K_{\varphi min}{}^2}{1000}}{2 * \sum_{i-1}^{3} l_i^2}, \quad (5)$$

$$m_n\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{220{,}3 * \frac{4{,}5^2}{1000}}{2 * \left(0{,}526^2 + 0{,}206^2 + (-0{,}113)^2\right)} = 6{,}72\ (Н/мм).$$

Далее была определена расчетная длина балансира по формуле (6):

$$l_б = K_б \frac{D_{ок}}{2}, \quad (6)$$

$$l_б = 0{,}6\frac{200}{2} = 60\ (мм).$$

Проверим условие устойчивости по коэффициенту $K_{\varphi min}$ уст. В рассматриваемом случае условие не выполняется поэтому увеличим длину балансира $L_б$ = 250 мм.

Скорректирован установочный угол балансира при Kφmin по расчётной формуле (7):

$$\beta_{уст}\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{180}{\pi\left(6{,}72 * 250 * cos45^0\right) / 475 + tg45^0} + 45^0 = 65{,}3^0. \quad (7)$$

Определён момент закручивания торсионного вала в статическом положении исходя из расчётной формулы (8):

$$M_{тст} = \frac{P_{ст} * l_б * cos\beta_{ст}}{1000} = \frac{475 * 250 * cos45^0}{1000} = 83{,}96\ (Н \cdot м). \quad (8)$$

Максимальное касательное напряжение кручения торсионного вала определяется по формуле (9):

$$\tau_{max} = \frac{\tau_{пц}}{3} * \left(4 - K_з^3\right), \quad (9)$$

где $\tau_{пц}$ — модуль упругости;

$$\tau_{max} = \frac{850}{3} * \left(4 - 0{,}5^3\right) = 1098\ (МПа).$$

Угол балансира при положении на буфере рассчитан по формуле (10):

$$\beta_б = arcsin\left(\frac{K + a - h_{дин} - h_г - \frac{D_{ок}}{2}}{l_б}\right), \quad (10)$$

$$\beta_б = arcsin\left(\frac{0{,}3 + 0{,}05 - 0{,}098 - 0{,}050 - \frac{0{,}200}{2}}{0{,}250}\right) = 24{,}07^0.$$

https://mid-journal.ru

Определим динамический угол закручивания торсионного вала по формуле (11):

$$\varphi_{дин} = \beta_{ст} - \beta_{б} = 45° - 24° = 21°. \quad (11)$$

Найден статический угол закручивания торсионного вала при Kφmin по формуле (12):

$$\varphi_{ст}\left(K_{\varphi min}\right) = \beta_{уст}\left(K_{\varphi min}\right) - \beta_{ст} = 65,3° - 24,07° = 41,23°. \quad (12)$$

Диаметр торсионного вала при $K_{\varphi min}$ вычислен по формуле (13):

$$d_m\left(K_{\varphi min}\right) = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{тст}\left(1 + \frac{\varphi_{дин}}{\varphi_{ст}\left(K_{\varphi min}\right)}\right)1000}{\pi * \tau_{max}}} = 8,38 \text{ мм}. \quad (13)$$

Приведенная длина рабочей части вала определяется по формуле (14):

$$l_m\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{\pi^2 * G * d_m\left(K_{\varphi min}\right)^4 * \varphi_{ст}\left(K_{\varphi min}\right)}{32 * 180 * M_{тст} * 1000}, \quad (14)$$

$$l_m\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{\pi^2 * 82000 * 8,38^4 * 41,23°}{32 * 180 * 83,96 * 1000} = 340,25 \text{ (мм)}.$$

Вычисляется модуля жесткости подвески при $K_{\varphi min}$ по формуле (15):

$$m_n\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{J_0 * \frac{K_{\varphi max}{}^2}{1000}}{2 * \sum_{i-1}^{3} l_i^2} = \frac{220,3 * \frac{5,3^2}{1000}}{2 * \left(0,526^2 + 0,206^2 + \left(-0,113\right)^2\right)} = 9,32 \text{ (Н/мм)}. \quad (15)$$

Расчётная масса опорного катка теоретическая выведена по формуле (16):

$$m_{ок} = a_к + b_к P_{ст} = 29,4 + \frac{3,88}{1000} * 475 = 31 \text{ (кг)}. \quad (16)$$

Установочный угол балансира при Kφmax определён по формуле (17):

$$\beta_{уст}\left(K_{\varphi max}\right) = \frac{180}{\pi\left(m_n\left(K_{\varphi max}\right) * l_б * cos\beta_{ст}\right) / P_{ст} + tg\beta_{ст}} + \beta_{ст}, \quad (17)$$

$$\beta_{уст}\left(K_{\varphi max}\right) = \frac{180}{\pi\left(9,32 * 250 * cos45^0\right) / 475 + tg45^0} + 45^0 = 56,82^0.$$

Статический угол закручивания торсионного вала при $K_{\varphi min}$ выбран по формуле (18):

$$\varphi_{ст}\left(K_{\varphi max}\right) = \beta_{уст}\left(K_{\varphi min}\right) - \beta_{ст} = 56,82° - 24,07° = 32,75. \quad (18)$$

Расчёт диаметра торсионного вала при Kφmax осуществляется по формуле (19):

$$d_m\left(K_{\varphi max}\right) = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{тст}\left(1 + \frac{\varphi_{дин}}{\varphi_{ст}\left(K_{\varphi max}\right)}\right)1000}{\pi * \tau_{max}}}, \quad (19)$$

$$d_m\left(K_{\varphi max}\right) = \sqrt[3]{\frac{16 * 83,96\left(1 + \frac{21°}{32,75°}\right)1000}{\pi * 1098}} = 8,61 \text{ мм}.$$

Расчёт длины рабочей части вала при Kφmax проведем по формуле (20):

$$l_m\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{\pi^2 * G * d_m\left(K_{\varphi max}\right)^4 * \varphi_{ст}\left(K_{\varphi max}\right)}{32 * 180 * M_{тст} * 1000}, \quad (20)$$

$$l_m\left(K_{\varphi min}\right) = \frac{\pi^2 * 82000 * 8,61^4 * 32,75°}{32 * 180 * 83,96 * 1000} = 301,2 \text{ (мм)}.$$

По результатам расчёта установлено, что конструкция ходовой части комплекса включает торсион, балансир и сдвоенный опорный каток, характеристики которых приведены в таблице 3.

Таблица 3

Расчётные характеристики конструктивных элементов подвески

Расчётный диаметр торсиона $d_т$, мм	8,38
Расчётный статический угол при закручивании вала,	
Расчётная приведенная длина рабочей части вала торсиона , мм	
Расчётный диаметр балансира $d_б$, мм	16
Расчётный установочный угол балансира	
Расчётная длина балансира, мм	

На основе расчётных данных разработаны модели в учебной версии CAD-системы КОМПАС-3D, их внешний вид приведён на рис. 2. По результатам вычислений диаметр торсиона принят равным 12 мм.

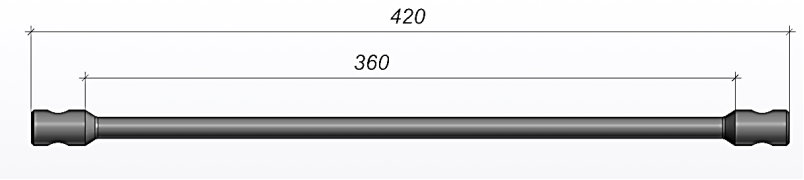


Рис. 2. 3D-Модель вала торсиона в САПР Компас 3D

По параметрам, приведённым в таблице 4, разработана 3D-модель опорного катка шасси МРТП. Конструкция включает два опорных полукатка, закреплённых на межкатковой втулке шестью винтами М6-6g×30.88.40Х.05 ГОСТ 11738-84[4]. В отверстие межкатковой втулки устанавливаются два шариковых радиальных подшипника № 80304 ГОСТ 7242-81[5]. От осевого смещения каток предохраняют стопорные кольца. На каждый полукаток установлен резиновый бандаж (рис. 3).

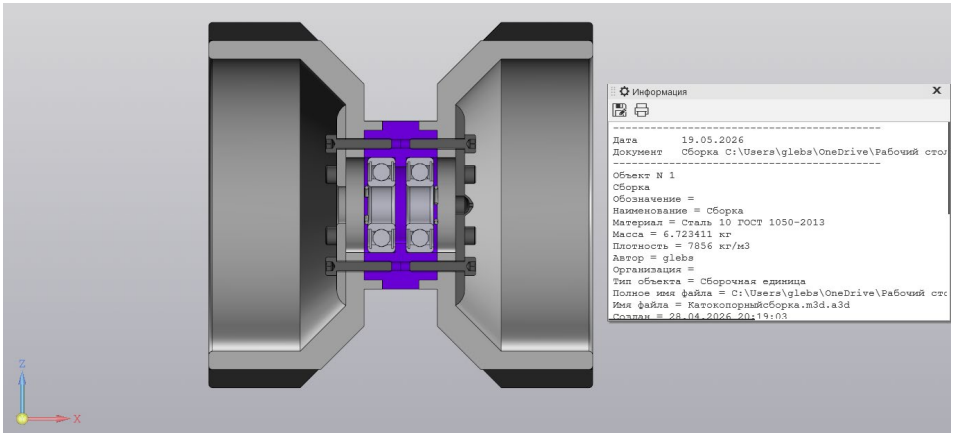


Рис. 3. Устройство спроектированного опорного катка и его масса

Исходя из спроектированной модели, масса опорного катка составила 6,7 кг, что меньше первоначально принятого значения 7,5 кг. Практическая длина балансира по 3D-модели скорректирована до 250 мм.

По параметрам, приведённым в таблице 4, разработана 3D-модель балансира прототипа. На концах балансира предусмотрены крепёжные кольца, в которые устанавливается медная втулка для фиксации. Через медную втулку и кольцо выполнено резьбовое отверстие под винт М10-6g×45 ГОСТ 11738-84[6]. Винт фиксирует торсионный вал и балансир посредством разъёмного соединения.

Уточнение элементов шасси МРТП позволило перейти к исследованию прочности торсионного вала при эксплуатационных нагрузках методом конечно-элементного анализа (FEM). Расчёт выполнен в КОМПАС-3D с использованием модуля инженерного анализа APM FEM.

[4] ГОСТ 11738-84. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ класса точности А. Москва: ИПК издательство стандартов; 1999.

[5] ГОСТ 7242-81. Подшипники шариковые радиальные однорядные с защитными шайбами. Москва: Государственный комитет СССР по стандартам; 1983. 10 с. URL: https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294822/4294822589.pdf (дата обращения: 18.05.2026)

[6] ГОСТ 11738-84. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ класса точности А. Москва: ИПК издательство стандартов; 1985. 7 с. URL: https://23met.ru/gosts/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2%2011738-84 (дата обращения: 18.05.2026)

Исходные данные для исследования:

– диаметр вала — 12 мм;

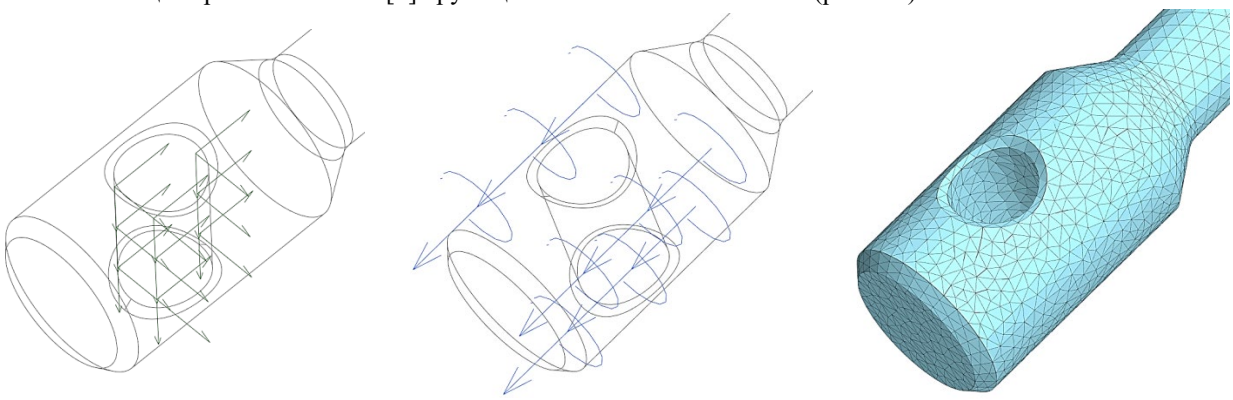
– рабочая длина (участок кручения) — 340 мм;

– полная длина вала — 360 мм;

– материал — сталь 45ХН2МФА.

Цель исследования — определение коэффициентов запаса прочности и обоснование необходимости рационализации конструкции вала. 3D-модель торсионного вала представлена на рис. 2.

Закрепление вала выполнялось по цилиндрическому отверстию диаметром 10 мм на одном из его концов [2]; перемещения места закрепления по осям X, Y, Z показаны на рис. 4 (а). Нагружение задавалось на противоположном конце торсионного вала [2] крутящим моментом 84 000 Н·мм (рис. 4 б).



а) *б)* *в)*

Рис. 4. Операции подготовки 3D модели к расчету методом FEM: *а* — закрепление отверстия вала; *б* — нагружение крутящим моментом; *в* — создание конечно-элементной сетки

Далее выполнена генерация конечно-элементной сетки: вал разбит на 30 348 конечных элементов, результат приведён на рис. 4 (в) [3]. Ввиду отсутствия характеристик стали 45ХН2МФА в базе данных FEM они были внесены вручную. Недостающие параметры рассчитаны согласно требованиям ГОСТ 34 233.1–2017[7]. Приняты следующие коэффициенты запаса: 1,5 — по пределу текучести; 2,4 — по пределу прочности. Прочностные характеристики стали 45ХН2МФА по ГОСТ 4543-2016[8] представлены в таблице 4.

Таблица 4

Прочностные предельные характеристики Сталь 45ХН2МФА ГОСТ 4543-2016

Параметр		Значение
предел текучести, Н/мм^2 (МПа)	$\sigma_{т\,min}$	1275
	$\sigma_{т\,max}$	1325
предел прочности, Н/мм^2 (МПа)	$\sigma_{в\,min}$	1420
	$\sigma_{в\,max}$	1470

Минимальный предел по текучести, по коэффициенту запаса 1,5:

$$[\sigma_m]min = \frac{1275}{1,5} = 850 \text{ МПа.}$$

Максимальный предел по текучести, исходя из коэффициента запаса 1,5:

$$[\sigma_m]max = \frac{1325}{1,5} = 883,3 \text{ МПа.}$$

Минимальный предел по прочности, исходя из коэффициента запаса 2,4:

$$[\sigma_в]min = \frac{1420}{2,4} = 591,7 \text{ МПа.}$$

[7] ГОСТ 34 233.1–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Москва: Стандартинформ; 2019. 38 с. URL: https://files.stroyinf.ru/Data/662/66253.pdf (дата обращения: 18.05.2026).

[8] ГОСТ 4543-2016. Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Москва: Стандартинформ; 2019.53 с. URL: https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293748/4293748469.pdf (дата обращения: 18.05.2026).

Максимальный предел по прочности, исходя из коэффициента запаса 2,4:

$$[\sigma_в]\ max = \frac{1470}{2,4} = 612,5\ МПа.$$

При анализе результатов расчёта и моделирования рассмотрен критический сценарий, при котором один опорный каток, балансир, а затем и сам торсион воспринимают всю нагрузку.

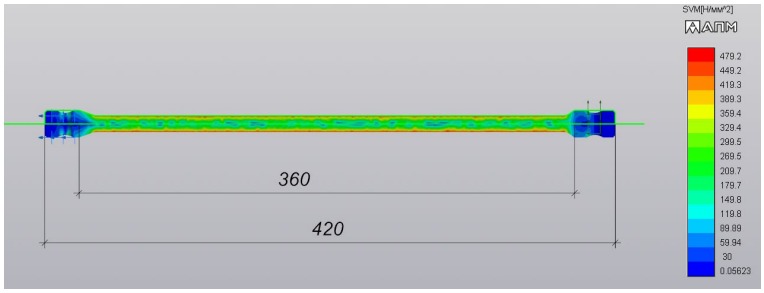


Рис. 5. Карта результатов напряжений в сечении 50 % (SVM)

Вал торсиона не соответствует расчетам, представленным выше и данным таблицы 5 предельных допускаемых напряжений.

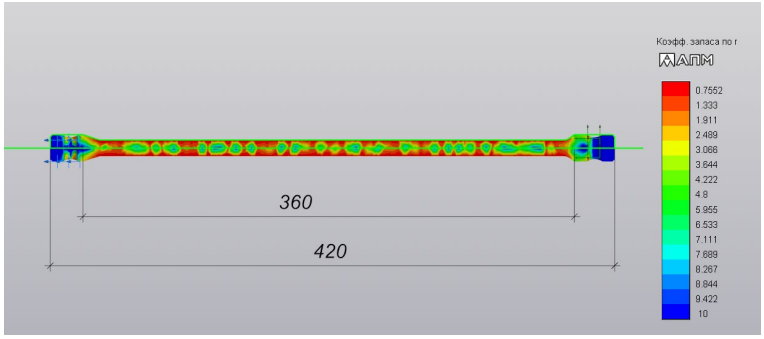


Рис. 6. Карта результатов Коэффициента запаса по пределу текучести (SVM) в сечении 50 %

Согласно карте результатов коэффициента запаса по суммарному пределу текучести (рис. 6) минимальное значение составляет 0,74. Следовательно, вал торсиона (рабочая длина — 360 мм) по текучести уступает требуемому минимальному коэффициенту запаса на 0,8.

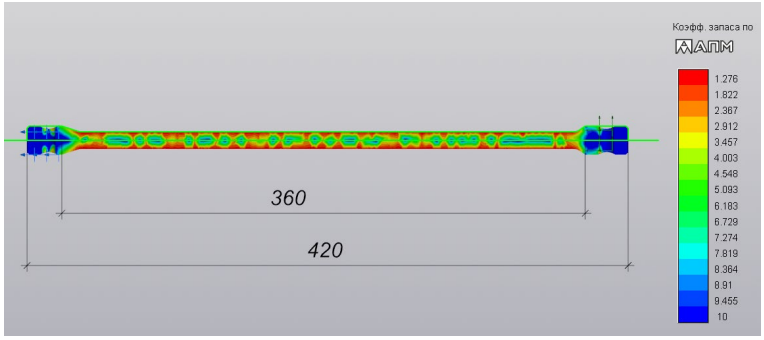


Рис. 7. Карта результатов коэффициента запаса по пределу прочности (SVM) в сечении 50 %

По карте результатов коэффициента запаса по суммарному пределу прочности (рис. 7) минимальное значение равно 1,257. Это означает, что вал торсиона (рабочая длина — 360 мм) по прочности слабее требуемого минимального коэффициента запаса на 0,8.

Первичное исследование методом моделирования в системе автоматизированного проектирования показало, что торсионный вал ходовой части комплекса при диаметре 12 мм, рабочей длине 360 мм и общей длине 420 мм не отвечает требованиям ГОСТ 34233.1-2017[9] «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность» [4].

https://mid-journal.ru

[9] ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Москва: Стандартинформ; 2019. 38 с. URL: https://files.stroyinf.ru/Data/662/66253.pdf (дата обращения: 18.05.2026).

Вследствие анализа полученных результатов выполнены дополнительные расчёты для диаметров торсионного вала 14, 16 и 18 мм.

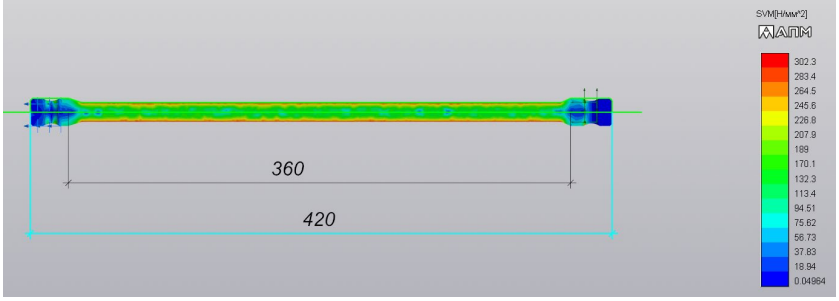


Рис. 8. Карта результатов напряжений в сечении 50 % (SVM)

Результат модуля APM FEM (рис. 8) показывает максимальное напряжение 302 МПа, что увеличивает запас при критической нагрузке как по текучести, так и по прочности торсионного вала.

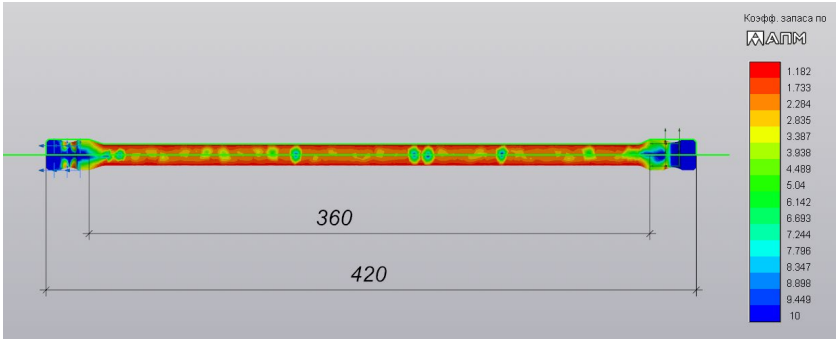


Рис. 9. Карта результатов Коэффициента запаса по пределу текучести (SVM) в сечении 50 %

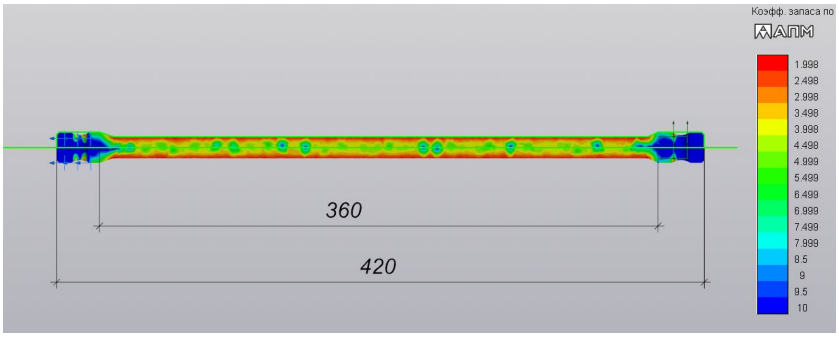


Рис. 10. Карта результатов Коэффициента запаса по пределу прочности (SVM) в сечении 50 %

Анализ карты результатов коэффициента запаса по суммарному пределу прочности (рис. 10) показал, что минимальное значение коэффициента запаса по пределу прочности равно 1,924. Таким образом, вал торсиона (рабочая длина — 360 мм) по этому показателю уступает требуемому значению (2,4) на 0,476.

Далее диаметр торсионного вала увеличен до 16 мм; полученные карты напряжений представлены на рис. 11, 12.

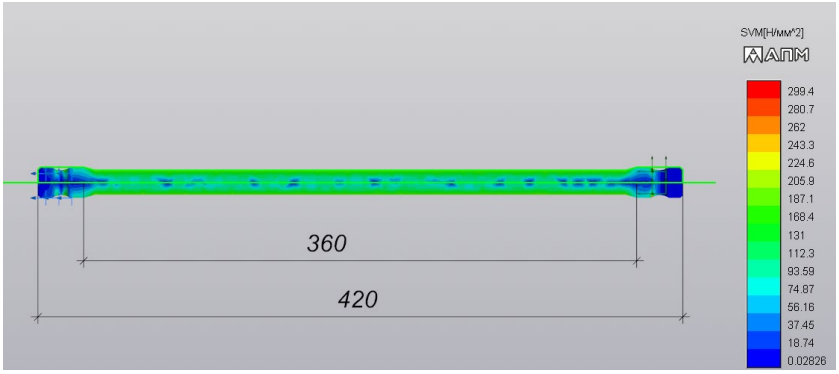


Рис. 11. Карта результатов напряжений в сечении 50 % (SVM)

https://mid-journal.ru

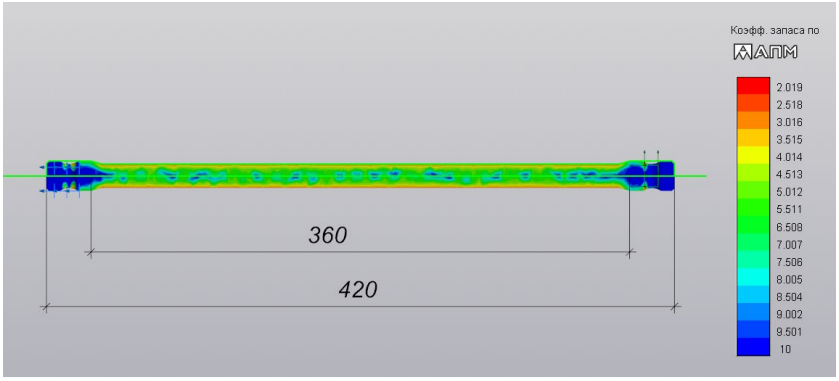


Рис. 12. Карта результатов коэффициента запаса по пределу прочности (SVM) в сечении 50 %

Затем проведено исследование возможности увеличения диаметра торсионного вала до 18 мм, а диаметров его концевых участков — до 22 мм. Карты напряжений, полученные при моделировании нагрузок, приведены на рис. 13.

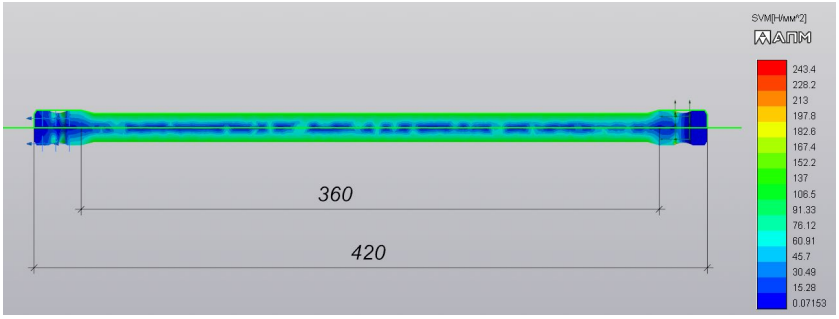


Рис. 13. Карта результатов напряжений в сечении 50 % (SVM)

Согласно полученным картам, запас по напряжению возрос до 350 МПа, или на 299 % по сравнению с исходным валом ($d = 12$ мм), а значения коэффициентов запаса по пределу текучести и прочности достигли требуемых по ГОСТ.

Таблица 5

Результаты исследования торсионного вала переменной конструкции

Результат	Исходные данные			
Параметр	$D = 20$ мм, $d = 12$ мм	$D = 20$ мм, $d = 14$ мм	$D = 20$ мм, $d = 16$ мм	$D = 18$ мм, $d = 22$ мм
Макс. напряжения, МПа (Н/мм^2)	479,2	302,4	299,4	243,4
К запаса по пределу текучести	0,75	1,182	1,194	1,598
К запаса по пределу прочности	1,256	1,998	2,019	2,701
Масса, кг	0,44	0,56	0,69	0,87
Запас по напряжению, МПа	112,5	289,3 (+157%)	292,3 (+159%)	348,3 (+209%)

Заключение. В результате выполненной работы:

– разработана и спроектирована схема конструкции ходовой опорной части грузовой роботизированной платформы;

– проведено исследование прочности вала при проектных размерах и эксплуатационной критической нагрузке на кручение, дано обоснование подбора торсионного вала в соответствии с критическими нагрузками и нормативными документами, исследована зависимость изменения прочностных характеристик от диаметра вала;

– построен график зависимости прочностных характеристик от диаметра вала (рис. 15), демонстрирующий линейную зависимость.

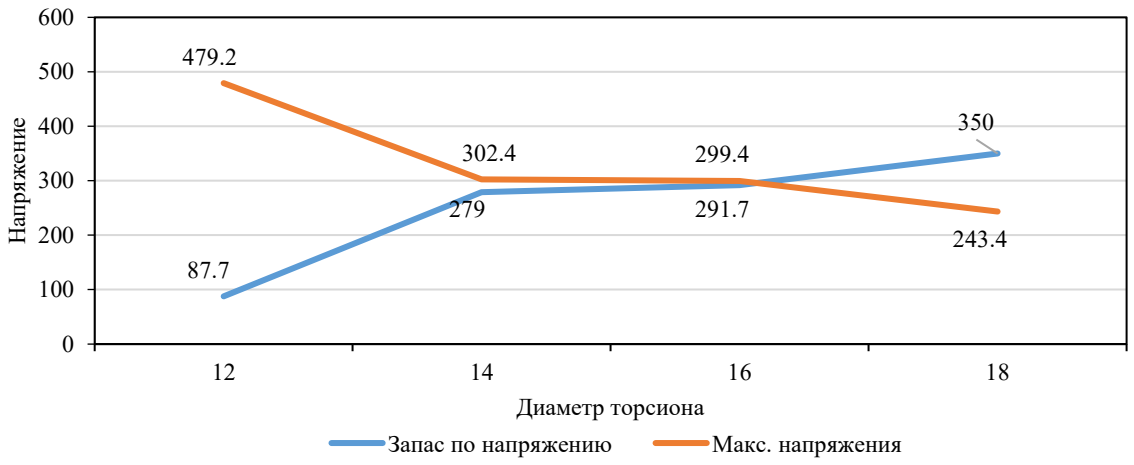


Рис. 15. График зависимости *K* запаса пределов диаметра вала с изменением его диаметра

По итогам исследования выявлено:

– для диаметра торсионного вала 14 мм суммарный запас по напряжению составляет 289 МПа, что соответствует увеличению запаса по прочности на 157 %;

– для диаметра 16 мм запас по напряжению достигает 292,3 МПа (прирост 159 % относительно исходного вала);

– для диаметра 18 мм запас по напряжению увеличивается до 348,3 МПа (прирост 209 %).

Основные выводы:

– в максимальной итерации торсионного вала его масса не превышает 1 кг, поскольку в конструкции подвески шесть торсионов, их общая масса составляет 6 кг;

– торсионный вал из стали 45ХН2МФА (ГОСТ 4543-2016[10]) при данной конструкции удовлетворяет прочностным требованиям при диаметрах 16 и 18 мм;

– между прочностными характеристиками и диаметром вала прослеживается линейная зависимость.

Список литературы

1. Курмаз Л.В, Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование.* Москва: Высшая школа; 2005. 309 с.

2. APM FEM. Версия для КОМПАС-3D v19. Королёв; 2020. URL: https://www.apm.ru/downloads/188/APM-FEM.pdf (дата обращения 18.05.2026).

3. Старостина Ж.А., Морозов Р.В. *Расчет конструкций методом конечных элементов с использованием приложения APM FEM*. Москва: МАДИ; 2022. 100 с.

4. Боровков А.С., Партко С.А. Влияние типа сортамента на прочность и устойчивость несущей конструкции подъемника. *Молодой исследователь Дона*. 2018;(2):16–20.

Об авторах:

Глеб Игоревич Шкарупин, студент 2 курса Института сквозных технологий Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1). gleb.shkarupin@mail.ru

Конфликт интересов: **автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.**

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

About the Author:

Gleb I. Shkarupin, 2nd Year Student of the Institute of End-to-End Technologies, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), gleb.shkarupin@mail.ru

Conflict of Interest Statement: **the author declares no conflict of interest.**

The author has read and approved the final manuscript.

[10] ГОСТ 4543-2016. Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Москва: Стандартинформ; 2019. 53 с.