

УДК (UDC) 62-82:681.581.5

КОМПОНОВКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗОВОМ ШАССИ
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСАPLACEMENT OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT ON THE BASIC CHASSIS OF
THE MOBILE TRANSPORTATION AND RELOADING ROPE COMPLEXЛагерев А.В.¹, Таричко В.И.², Лагерев И.А.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Lagerev I.A.¹¹ - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² - АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² - Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные системы, предназначенные для проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях и обеспечивающие оперативное разворачивание необходимых технологических средств, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники. В статье рассмотрены вопросы компоновки основного технологического оборудования одного из конструктивных вариантов мобильной канатной системы на базовом многоосном колесном шасси высокой грузоподъемности и производительности. Рассмотрен вариант компоновки с центральным расположением узла крепления на несущей раме базового шасси концевой опоры для поддержки ведущего канатного шкива с несущей тягловым канатом. Разработаны математические модели, обеспечивающие проведение кинематического и силового анализа кинематической схемы гидравлического механизма установки и фиксации концевой опоры. Выполнен анализ влияния основных конструктивных размеров указанного механизма на габариты мобильного канатного комплекса в транспортном положении, а также на силовые факторы, возникающие в процессе эксплуатации канатной системы. Установлены необходимые условия, которые должны быть выполнены при проектировании канатной системы для обеспечения нормативных требований передвижения мобильного комплекса по автомобильным дорогам общего пользования. Установлены и проанализированы условия расположения и длины приводного гидроцилиндра концевой опоры, обеспечивающие необходимое перемещение опоры из транспортного положения в рабочее, выявлено наличие значительной зоны недопустимого расположения шарнирного узла крепления штока гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры.

Ключевые слова: мобильный канатный комплекс, компоновка, концевая опора, кинематический анализ, силовой анализ.

Дата принятия к публикации: 24.07.2020

Дата публикации: 25.09.2020

Abstract. Mobile rope systems designed to carry out loading and unloading and transport and transfer operations in noequipped or hard-to-reach areas and ensuring the prompt deployment of the necessary technological means are a promising type of lifting and transport equipment. The article deals with the layout of the main technological equipment of one of the constructive variants of a mobile rope system on a base multi-axle wheeled chassis of high carrying capacity and performance. A variant of the layout with the central location of the end tower attachment point for supporting the leading rope pulley with a carrying rope on the base chassis frame is considered. Mathematical models have been developed that ensure the kinematic and power analysis of the kinematic scheme of the hydraulic mechanism for installing and fixing the end tower. The analysis of the influence of the main structural dimensions of the indicated mechanism on the dimensions of the mobile rope complex in the transport position, as well as on the force factors arising during the operation of the rope system is carried out. The necessary conditions have been established that must be met when designing a rope system to ensure the regulatory requirements for the movement of a mobile complex on automobile roads of the general using. The conditions for the location and length of the drive hydraulic cylinder of the end tower, which ensure the necessary movement of the tower from the transport position to the working position, have been established and analyzed; the presence of a significant zone of inadmissible location of the hinged assembly for attaching the hydraulic cylinder rod to the metal structure of the end tower has been revealed.

Keywords: mobile rope complex, end tower, lifting mechanism, kinematic analysis, force analysis.

Date of acceptance for publication: 24.07.2020

Date of publication: 25.09.2020



Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *e-mail: bsu-avl@yandex.ru*.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», *e-mail: 32.6909@mail.ru*

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru*.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *e-mail: bsu-avl@yandex.ru*.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, *e-mail: 32.6909@mail.ru*.

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru*.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные канатные системы, предназначенные проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях и обеспечивающие оперативное развертывание необходимых технологических средств, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники [1]. Высокая мобильность данного типа грузовых канатных транспортных систем обусловлена их размещением на специальных многоосных шасси высокой грузоподъемности и проходимости базовых колесных и гусеничных машин многоцелевого назначения [2-5].

Сфера эффективного применения мобильных канатных систем достаточно широка и разнообразна. Их целесообразно использовать при производстве строительно-восстановительных или ремонтно-монтажных работ на автономных объектах, ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций природного или техногенного характера, производстве лесохозяйственных работ в горной или труднодоступной местности, выполнении погрузочно-разгрузочных операций на морских судах и др. [6-8].

2. Конструктивное исполнение мобильного канатного комплекса

В качестве базового шасси для установки основного технологического оборудования мобильного транспортно-перезагрузочного комплекса целесообразно использовать многоосные специальные колесные шасси для тягачей высокой проходимости. Подобная техника выпускается как отечественными, так и зарубежными производителями [5].

На рис. 1 показан пример компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси мобильного канатного комплекса при расположении концевой опоры в средней части несущей рамы. Непосредственно на несущей раме шасси монтируются конструктивные узлы и элементы механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры мобильного комплекса, включая саму концевую опору 1, приводной гидроцилиндр механизма 2, гидравлическое тормозное устройство для предохранения концевой опоры от самопрокидывания в процессе ее поворота в рабочее положение. Концевая опора служит в качестве поддерживающей конструкции для конструктивных элементов механизма движения несущей

тягового каната 4, включая канатный шкив 3. Концевая опора и приводной гидроцилиндр кинематически связаны между собой и несущей рамой цилиндрическими шарнирами А, В и С.

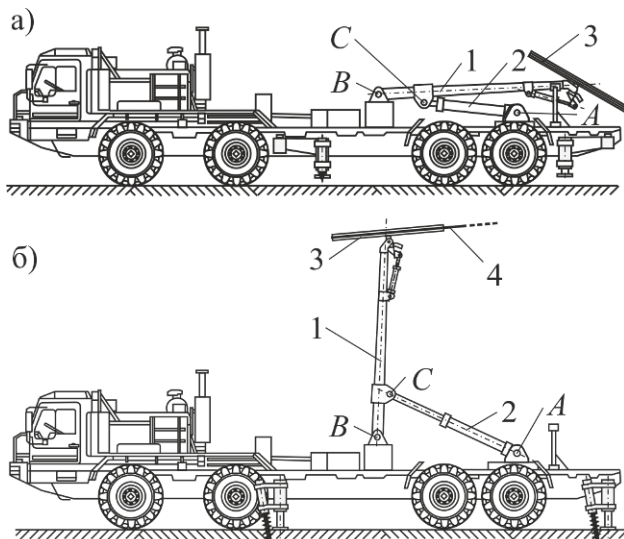


Рис. 1. Конструктивное исполнение мобильного канатного комплекса на четырехосном колесном базовом шасси: а – транспортное положение концевой опоры; б – рабочее положение концевой опоры (1 – концевая опора; 2 – гидроцилиндр механизма подъема и фиксации концевой опоры; 3 – канатный шкив; 4 – несуще-тяговый канат; А, В, С – шарниры)

К месту назначения мобильный канатный комплекс выдвигается, имея концевую опору в транспортном положении, как показано на рис. 1, а. При достижении места назначения базовое шасси ориентируется таким образом, чтобы его продольная ось совпала с продольной осью канатной дороги. Для обеспечения общей устойчивости в условиях действия значительных горизонтальных опрокидывающих нагрузок от силы натяжения несуще-тягового каната и транспортируемого груза мобильный комплекс выставляется на аутригеры, которые закрепляются на грунте с помощью дополнительных анкерных устройств. В их качестве могут быть использованы известные конструкции аутригеров с анкерными устройствами [9]. Концевая опора с помощью приводного гидроцилиндра поворачивается в вертикальной плоскости

относительно цилиндрического шарнира В, занимая свое рабочее положение, как показано на рис. 1, б. При установке концевой опоры необходимо обеспечить согласование взаимного расположения канатных шкивов сопрягаемых мобильных канатных комплексов, формирующих трассу подвесной канатной дороги на местности и объединяемых в единую канатную транспортную систему с помощью общего несуще-тягового каната.

3. Проектирование и расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

Основные задачи, которые необходимо решить при проектировании и расчете определяющих конструктивных параметров компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-технологического канатного комплекса, связаны с размещением и сопряжением основных структурных элементов механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры мобильного комплекса.

Механизм установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры выполняет несколько функций:

1) обеспечивает перевод концевой опоры из близкого к горизонтальному транспортно-го положения в близкое к вертикальному рабочее положение и обратно;

2) обеспечивает надежную фиксацию концевой опоры в рабочем положении с требуемым углом наклона продольной оси опоры к вертикали плоскости несущей рамы шасси, исходя из перепада высот и расстояния между местами расположения базовых станций;

3) обеспечивает необходимую силу натяжения несуще-тягового каната.

Исполнительным конструктивным элементом данного механизма является приводной гидроцилиндр, включенный в общую гидросистему мобильного канатного комплекса.

Вид кинематических схем механизма установки и фиксации концевой опоры в транспортном (исходном) и предельном ра-

бочем (конечном) положениях концевой опоры приведен на рис. 2. Ориентация продольной оси концевой опоры в вертикальной плоскости характеризуется следующими конструктивными параметрами, исходно задаваемыми перед проведением геометрического и силового расчета компоновки основного технологического оборудования на базовом колесном шасси:

- углом наклона продольной оси концевой опоры к плоскости несущей рамы базовой станции в транспортном положении γ_{ts} ;
- углом наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} ;
- расстояниями между характерными точками i и j кинематической схемы l_{ij} .

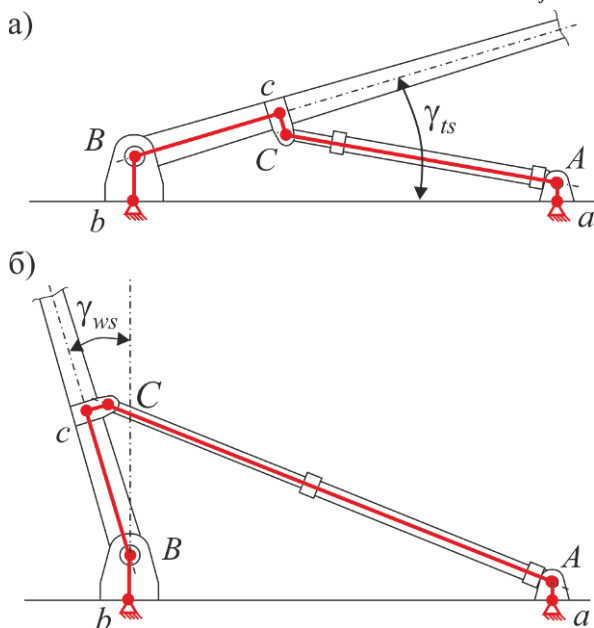


Рис. 2. Кинематическая схема механизма установки и фиксации концевой опоры: а - транспортное (исходное) положение; б - предельное рабочее (конечное) положение

3.1. Проектирование и расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси в транспортном положении

Расчетная схема, используемая при проведении геометрического расчета компоновки основного технологического оборудования в транспортном положении, приведена на рис. 3.

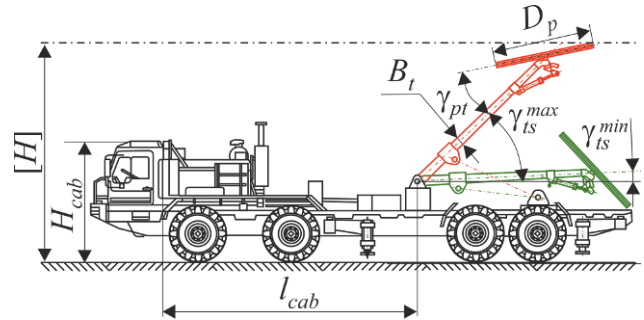


Рис. 3. Расчетная схема для геометрического расчета компоновки технологического оборудования в транспортном положении

При компоновке основного технологического оборудования на базовом колесном шасси необходимо обеспечить нормативный габарит приближения по высоте с целью безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении мобильного комплекса по автомобильным дорогам общего пользования. Нормативный габарит обеспечивается при выполнении условия:

$$H_{mc} \leq [H], \quad (1)$$

где H_{mc} - вертикальная координата наиболее высокой точки основного технологического оборудования мобильного комплекса в транспортном положении (вертикальный габарит); $[H] = 4$ м - нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров, регламентируемый ГОСТ Р 52748-2007 [10].

Величина H_{mc} находится, исходя из возвышения оголовка концевой опоры:

$$H_{mc} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + H_t \sin \gamma_{ts} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}),$$

где D_p - диаметр канатного шкива; γ_{pt} - угол наклона канатного шкива к продольной оси концевой опоры в транспортном положении.

Максимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts}^{\max} , удовлетворяющий условию (1), определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

$$H_t \sin \gamma_{ts}^{\max} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\max}) + h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} - [H] = 0. \quad (2)$$

При малых значениях угла γ_{ts} существует опасность того, что канатный шкив ока-

жется чрезмерно опущен относительно несущей рамы базового шасси. Поэтому минимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts}^{\min} определяется решением нелинейного алгебраического уравнения:

$$H_t \sin \gamma_{ts}^{\min} - 0,5D_p \sin(\gamma_{ts}^{\min} + \gamma_{pt}) + l_{Bb} = 0. \quad (3)$$

Значение угла наклона концевой опоры γ_{ts} , допустимое по условиям компоновки основного технологического оборудования в транспортном положении, следует выбирать из интервала $\gamma_{ts}^{\min} \leq \gamma_{ts} \leq \gamma_{ts}^{\max}$, граничные значения которого определяются согласно зависимостям (2) и (3). При этом следует учитывать, что минимально возможному углу наклона концевой опоры γ_{ts}^{\min} будет соответствовать минимально возможный вертикальный габарит мобильного канатного комплекса в транспортном положении:

$$H_{mc}^{\min} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + H_t \sin \gamma_{ts}^{\min} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\min}).$$

Расчеты показывают, что диапазон допустимых углов очень широк, составляя $\Delta\gamma_{ts} = 18...25^\circ$. Это упрощает компоновку и позволяет добиться существенно малого вертикального габарита H_{mc}^{\min} , вплоть до ситуации, когда

$$H_{mc}^{\min} < H_{cab},$$

где H_{cab} - высота кабины водителя.

3.2. Геометрический расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

В процессе геометрического расчета компоновки основного технологического оборудования определяются основные размеры структурных элементов механизма установки и фиксации концевой опоры в крайних (транспортном и предельном рабочем) и промежуточных положениях концевой опоры, а также длина и ход штока приводного гидроцилиндра с учетом возможности его совместной компоновки с концевой опорой на несущей раме колесного шасси.

Минимальное расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AC})_{\min}$ имеет место при транспортном положении опоры и составляет:

$$(l_{AC})_{\min} = \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right]^{0,5}. \quad (4)$$

Максимальное расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AC})_{\max}$ имеет место при предельном рабочем положении опоры и составляет:

$$(l_{AC})_{\max} = \left[(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5}. \quad (5)$$

Размер $(l_{AC})_{\min}$ определяет длину гидроцилиндра L_{hc} (с учетом толщины торцевых крышек и размера присоединительных серег гидроцилиндра), который может быть размещен в пространстве под концевой опорой в транспортном положении и который может обеспечить ее поворот в предельное рабочее положение, т.е.

$$L_{hc} \approx (l_{AC})_{\min}.$$

Размер $(l_{AC})_{\max}$ позволяет определить полный ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} для перевода концевой опоры из транспортного в предельное рабочее положение:

$$\Delta_{hc} = (l_{AC})_{\max} - (l_{AC})_{\min}.$$

Полный ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} должен быть меньше, чем длина гидроцилиндра L_{hc} . Соотношение между этими величинами удобно выразить через коэффициент выдвигания штока гидроцилиндра:

$$\xi_{hc} = \Delta_{hc} / L_{hc} \approx \Delta_{hc} / (l_{AB})_{\min},$$

который изменяется в пределах $0 < \xi_{hc} \leq \xi_{hc, \max}$. Максимальное значение данного коэффициента $\xi_{hc, \max}$, соответствующее максимально возможному ходу штока $\Delta_{hc, \max}$, определяется конструктивным исполнением конкретного типоразмера гидроцилиндра. Для стандартизованных гидроцилиндров, выпускаемых отечественной про-

мышленностью и используемых в гидроприводах подъемно-транспортной и строительно-дорожной техники, значение $\xi_{hc,max}$ составляет 0,6...0,9 (большие значения соответствуют длинноходовым гидроцилиндрам).

Компоновка гидроцилиндра в пространстве под концевой опорой, находящейся в транспортном положении, возможна в том случае, когда соблюдается следующее условие:

$$\xi_{hc} = (l_{AC})_{max} / (l_{AC})_{min} - 1 \leq [\xi_{hc}], \quad (6)$$

где $[\xi_{hc}]$ - коэффициент выдвигания штока гидроцилиндра, заданный при проектировании мобильного канатного комплекса ($[\xi_{hc}] \leq \xi_{hc,max}$).

$$\sqrt{\frac{(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2}{(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2}} - 1 - [\xi_{hc}] = 0. \quad (7)$$

Очевидно, что при проведении расчетов по зависимости (7) задание в качестве коэффициента выдвигания штока гидроцилиндра $[\xi_{hc}]$ значения $\xi_{hc,max}$ позволяет определить наименьшую необходимую длину гидроци-

Анализ зависимостей (4) и (5) показывает, что условие компоновки (6) обеспечивается рациональным выбором сочетания двух конструктивных размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} .

Необходимый размер l_{Bc} места присоединения гидроцилиндра к концевой опоре (рис. 2), который при заданном ходе штока определяет длину гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры при исходно заданном значении присоединительного размера l_{ab} , находится решением нелинейного уравнения вида:

линдра L_{hc} и, таким образом, обеспечить максимальное использование его технической возможности по величине хода штока, так как в этом случае

$$\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}. \quad (8)$$

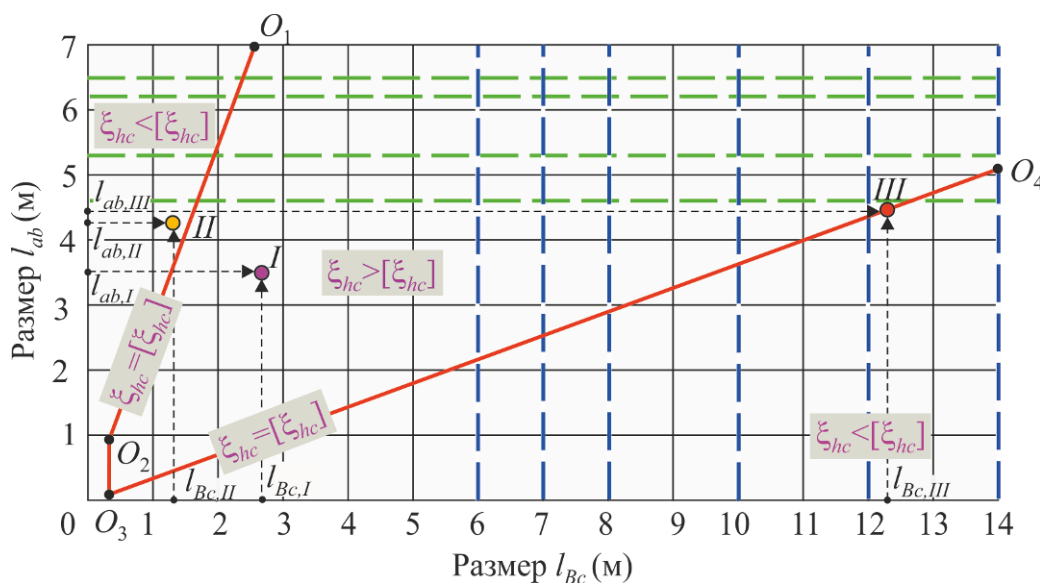


Рис. 4. Области возможной компоновки гидроцилиндров механизма установки и фиксации концевой опоры

На рис. 4 показаны области сочетаний размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} (рис. 4, а) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$, определяемые условием (2.7) и уравнением (2.5). Линии $O_1O_2O_3O_4$ разграничивают области с

$\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$. На рис. 4, а сочетание размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} , лежащее в пределах области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$, например, точка $I(l_{Bc,I}; l_{ab,I})$, требует для перевода концевой опоры из исходного транс-

портного положения в предельное рабочее положение бóльшего хода штока Δ_{hc} , чем его может обеспечить гидроцилиндр выбранной конструкции. Таким образом, эта область сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc} неприемлема по условию компоновки (6). Сочетание размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} , лежащее в пределах области $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$, например, точка $II(l_{Bc,II}; l_{ab,II})$, требует для перевода концевой опоры из исходного транспортного положения в предельное рабочее положение такого хода штока Δ_{hc} , который гидроцилиндр выбранной конструкции может обеспечить. Таким образом, эта область сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc} позволяет выполнить компоновку механизма в соответствии с условием (6), хотя при этом $\Delta_{hc} < \Delta_{hc,max}$. Наилучшими сочетаниями размеров l_{ab} и l_{Bc} следует считать те, которые лежат на граничной линии $O_1O_2O_3O_4$, как, например, точка $III(l_{Bc,III}; l_{ab,III})$. В этом случае одновременно соблюдается условие компоновки (6) и требование (8). Граничные линии O_1O_2 и O_3O_4 можно представить линейными зависимостями вида:

- линия O_1O_2

$$l_{Bc,1-2} = a_{Bc,1-2} + b_{Bc,1-2}l_{ab},$$

- линия O_3O_4

$$l_{Bc,3-4} = a_{Bc,3-4} + b_{Bc,3-4}l_{ab},$$

где $a_{Bc,1-2}$, $b_{Bc,1-2}$, $a_{Bc,3-4}$, $b_{Bc,3-4}$ - коэффициенты линейной аппроксимации.

Из рис. 4 видно, что одному значению размера l_{ab} соответствуют два значения размера l_{Bc} . Это свидетельствует о том, что имеются два альтернативных варианта компоновки гидроцилиндра, причем оба варианта обеспечивают перевод концевой опоры из исходного транспортного положения в предельное рабочее положение при максимальном ходе штока гидроцилиндра $\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}$. На рис. 5 показаны альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра на четырехосном базовом шасси мобильного канатного комплекса. Альтернативные варианты отличаются длиной необходимого гидроцилиндра L_{hc} (рис. 6). Если точка сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc} лежит на отрезке $O_1O_2O_3$ кривой $O_1O_2O_3O_4$ (вариант I), то такой альтернативный вариант требует использование гидроцилиндра меньшей длины, чем вариант II с сочетанием размеров l_{ab} и l_{Bc} , лежащим на отрезке O_3O_4 .

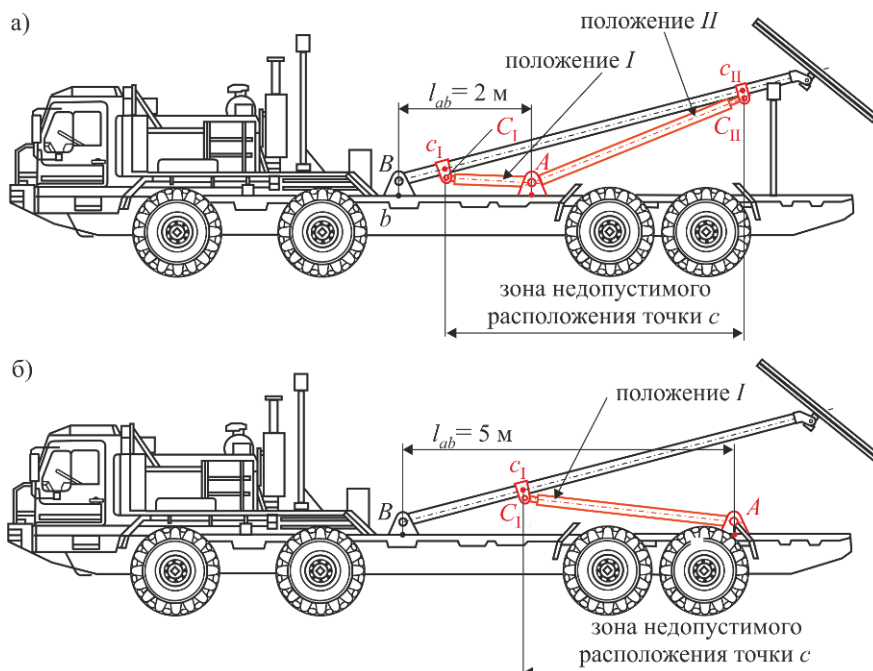


Рис. 5. Альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра: а - $l_{ab} = 2$ м; б - $l_{ab} = 5$ м

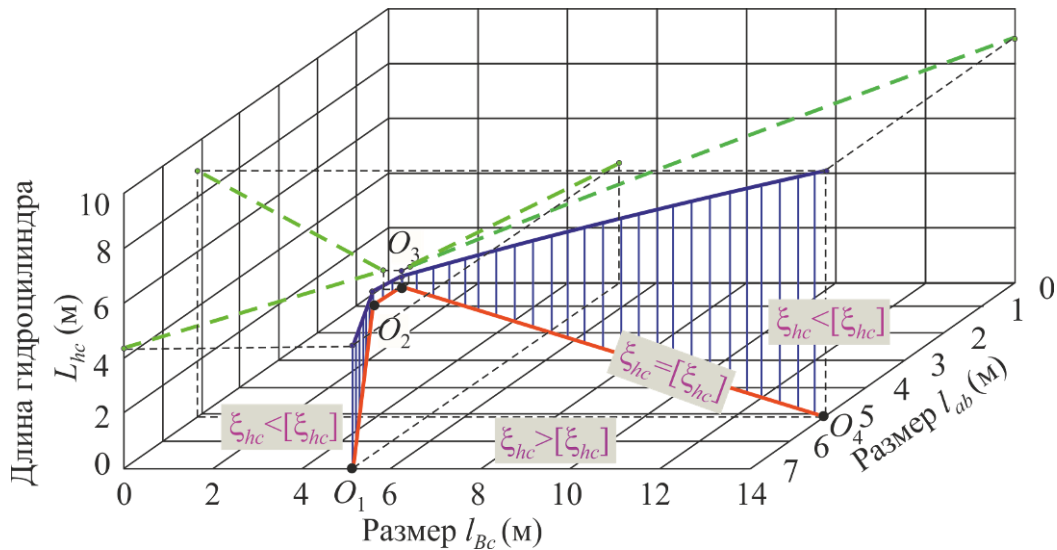


Рис. 6. Длина гидроцилиндра L_{hc} при различных сочетаниях размеров l_{ab} и l_{Bc} для $\xi_{hc} = [\xi_{hc}] = 0,9$

Расположение областей $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ на координатной плоскости ($l_{ab} - l_{Bc}$) зависит от ряда геометрических размеров кинематической схемы механизма, в частности, от разности размеров $\Delta l = l_{Aa} - l_{Bb}$ и угла γ_{ws} (рис. 7). Увеличение разности высот крепления гидроцилиндра и концевой опоры к не-

сущей раме базового шасси Δl и уменьшение угла наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} положительно сказывается на возможности компоновки механизма вследствие уменьшения области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$.

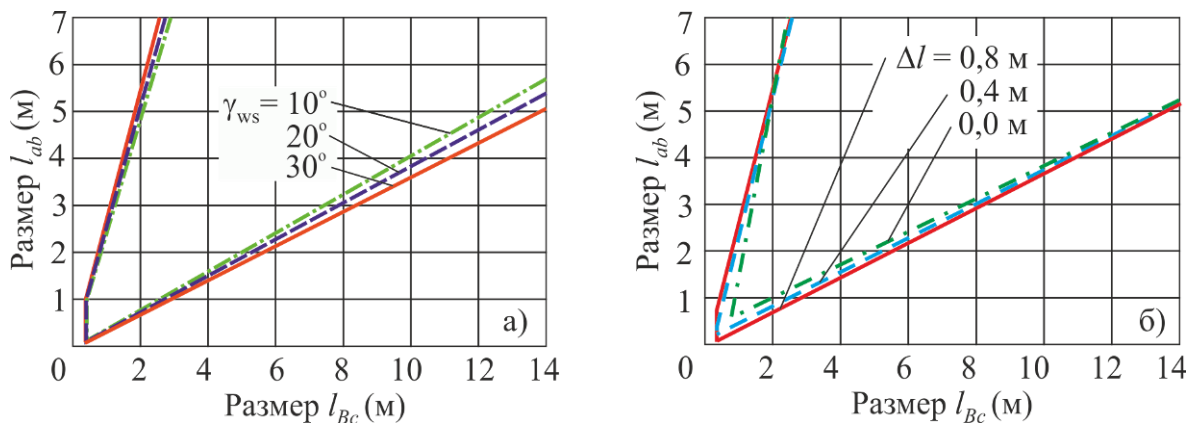


Рис. 7. Влияние геометрических размеров кинематической схемы мобильного канатного комплекса на размер l_{Bc} : а – угла γ_{ws} ; б – разности размеров Δl

Взаимосвязь между величиной линейного перемещения штока x_{st} ($0 \leq x_{st} \leq [\Delta_{hc}]$) из исходного положения $x_{st} = 0$ и углом наклона продольной оси концевой опоры относительно горизонтальной плоскости γ_t ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ws} + \pi/2$) определяются (рис. 8):

- при известном значении γ_t - соотношением

$$x_{st} = \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} - (l_{AC})_{\min}$$

- при известном значении x_{st} - решением нелинейного уравнения

$$(l_{AC})_{\min} + x_{st} - \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} = 0.$$

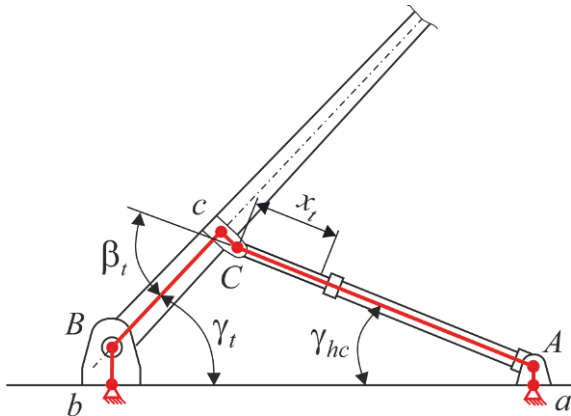


Рис. 8. Конфигурация кинематической схемы механизма установки и фиксации концевой опоры при ее промежуточном положении

В процессе поворота концевой опоры относительно шарнира – точки B – угол между продольными осями штока гидроцилиндра и концевой опоры β_t (рис. 8) изменяется в соответствии со следующей зависимостью:

- при положении гидроцилиндра I

$$\beta_t = \gamma_t + \gamma_{hc} = \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right); \quad (9)$$

- при положении гидроцилиндра II

$$\beta_t = \pi + \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \quad (10)$$

при $l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t \leq 0$,

$$\beta_t = \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \quad (11)$$

при $l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t > 0$.

Наименьшее значение угол β_t имеет при транспортном положении концевой опоры:

$$\beta_{t,\min} = \gamma_{ts} + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} \right).$$

4. Силовой расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

В процессе силового расчета компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси подлежат рассмотрению два характерных режима работы механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении:

- режим I - установка концевой опоры в рабочее положение;
- режим II – неподвижная фиксация концевой опоры при работе канатной системы.

При этих режимах определяются нагрузки на шток приводного гидроцилиндра, а также его основные технические характеристики – внутренний диаметр D_{hc} и мощность N_{hc} .

4.1. Силовой расчет для режима работы I

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и внутренних силовых реакций, действующих в процессе установки концевой опоры в рабочее положение, приведены на рис. 9. При повороте концевой опоры на угол $\gamma_t > \pi/2$ начинает действовать постоянный по величине тормозной момент M_{br} , создаваемый внешнем механическим устройством относительно шарнира B с целью предотвращения самопроизвольного опрокидывания концевой опоры.

Усилие R_{hc} , которое необходимо развивать гидроцилиндром в процессе подъема концевой опоры из исходного транспортного положения в требуемое рабочее положение, приблизительно можно определить по следующей приближенной зависимости, которая учитывает две основные нагрузки – сосредоточенный вес канатного шкива с элементами механизма его ориентации G_{rp} и распределенный вес металлоконструкции опоры g_t , а также тормозной момент M_{br} при $\gamma_t > \pi/2$:

$$R_{hc} = k_R \frac{(G_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}$$

при $\gamma_t \leq \pi/2$;

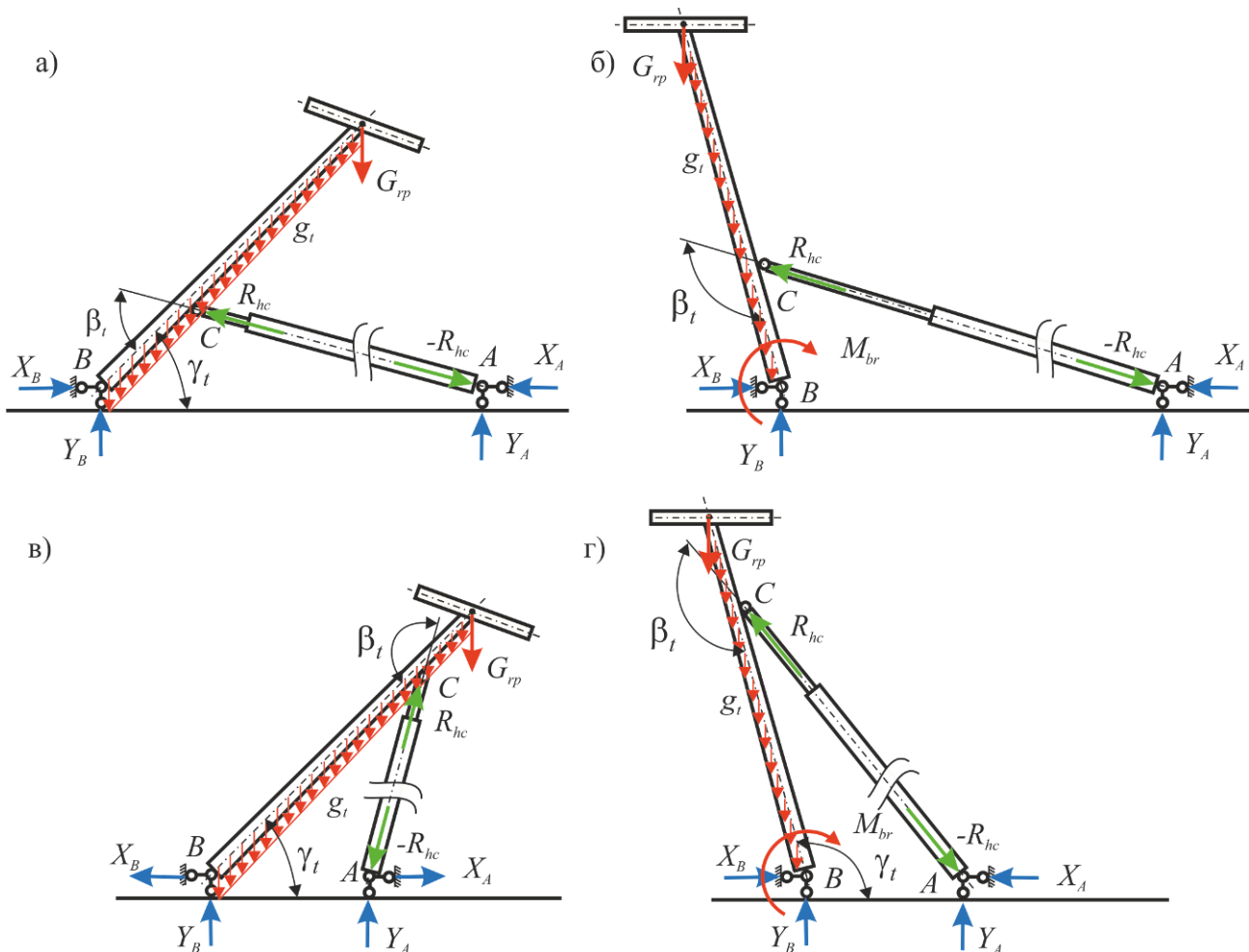


Рис. 9. Расчетные схемы механизма для силового расчета кинематической схемы (режим I):
 а – при положении гидроцилиндра I и $\gamma_t \leq \pi/2$; б - при положении гидроцилиндра I и $\gamma_t > \pi/2$; в – при положении гидроцилиндра II и $\gamma_t \leq \pi/2$; г - при положении гидроцилиндра II и $\gamma_t > \pi/2$

$$R_{hc} = k_R \frac{M_{br} + (G_{gp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}$$

при $\gamma_t > \pi/2$,

где k_R - коэффициент запаса по усилию гидроцилиндра, учитывающий инерционные нагрузки при повороте концевой опоры вокруг шарнира B и весовые нагрузки от дополнительных элементов опоры (можно принять $k_R \sim 1,2 \dots 1,4$).

Необходимое значение тормозного момента M_{br} может быть определено из условия, что на интервале $\gamma_t > \pi/2$ усилие, развиваемое гидроцилиндром, составляет

$$R_{hc}(\pi/2 < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}) > 0.$$

Так как максимальный момент опрокидывания концевой опоры, формируемый

действием весовых нагрузок G_{gp} и g_t , наблюдается при $\gamma_t = \pi/2 + \gamma_{ws}$, то тормозной момент M_{br} определяется как:

$$M_{br} = k_{br} (G_{gp} + 0,5g_t H_t) H_t \sin \gamma_{ws},$$

где k_{br} - коэффициент запаса торможения, который может приниматься по рекомендациям для стреловых подъемных сооружений и грузовых канатных дорог $k_{br} = 1,25$ [11, 12].

На рис. 10 показаны характерные графики изменения нормированного значения усилия

$$\bar{R}_{hc} = \frac{R_{hc}}{G_{gp} + 0,5g_t H_t},$$

которое должен преодолевать гидроцилиндр в зависимости от угла поворота концевой опоры γ_t в пределах $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$, а

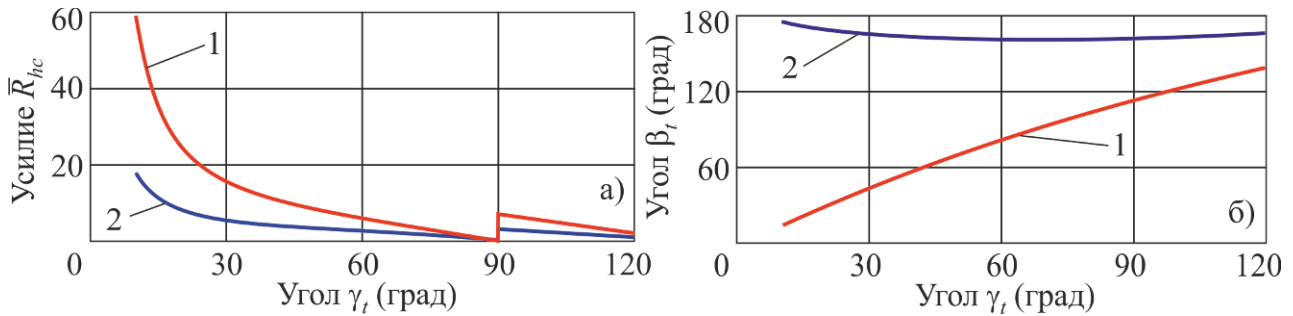


Рис. 10. Изменение нормированного значения усилия гидроцилиндра и угла между продольными осями штока гидроцилиндра и концевой опоры при изменении угла наклона продольной оси концевой опоры: а - \bar{R}_{hc} ; б - β_t

(1 - положение гидроцилиндра I; 2 - положение гидроцилиндра II)

также изменение угла β_t для двух вариантов положения гидроцилиндра (рис. 5) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$ и $H_t = 10$ м. Компоновка гидроцилиндра, соответствующая положению II, является более благоприятной с точки зрения минимизации усилия подъема концевой опоры из транспортного положения, так как в этом случае нормированное усилие \bar{R}_{hc} существенно (примерно в 3 раза) оказывается

$$Y_A = R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = G_{rp} + g_t H_t - R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$- X_A = X_B = R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right]$$

при $l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t > 0$,

$$X_A = -X_B = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right]$$

при $l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t \leq 0$.

На рис. 11 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра

$$\bar{X}_A = \frac{X_A}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}; \bar{Y}_A = \frac{Y_A}{G_{rp} + 0,5g_t H_t};$$

$$\bar{X}_B = \frac{X_B}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}; \bar{Y}_B = \frac{Y_B}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}$$

для двух вариантов положения гидроцилиндра (рис. 5) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$ и $H_t = 10$ м.

меньше, чем при компоновке гидроцилиндра, соответствующей положению I. Главным образом, это связано с большим плечом действия усилия гидроцилиндра относительно шарнирной опоры В.

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра (рис. 9) составляют:

4.2. Силовой расчет для режима работы II

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и внутренних силовых реакций, действующих при работе канатной системы с фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рис. 12.

Усилие R_{hc} , которое необходимо развивать гидроцилиндром в процессе работы мобильного канатного комплекса, должно обес-

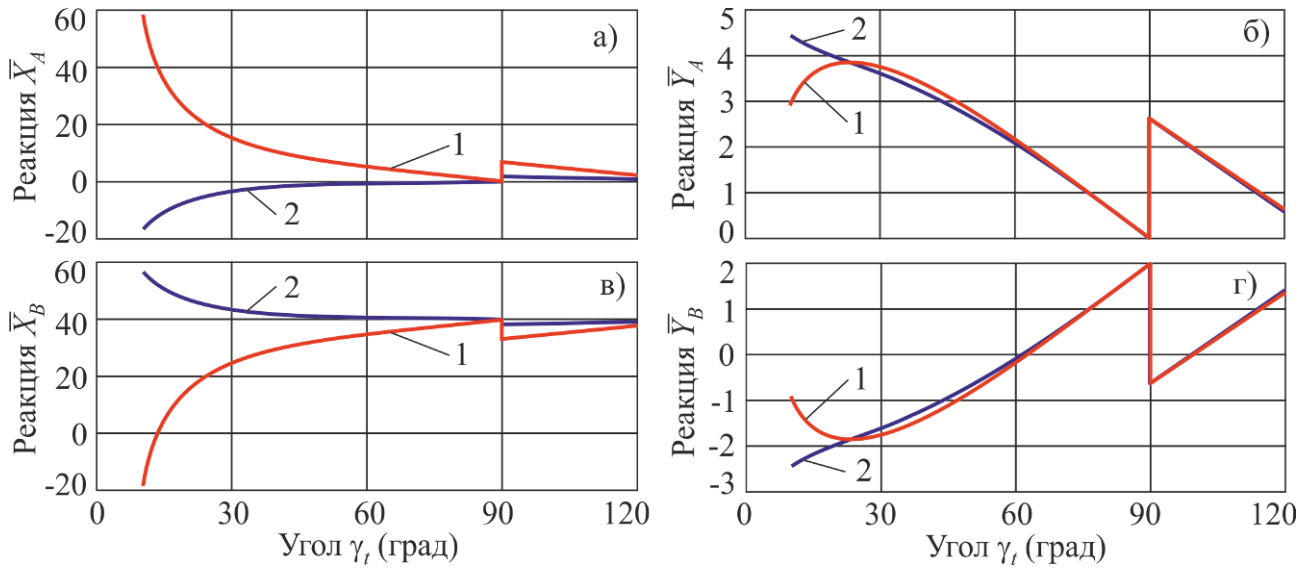


Рис. 11. Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона продольной оси концевой опоры: а - X_A ; б - Y_A ; в - X_B ; г - Y_B
 (1 - положение гидроцилиндра I; 2 - положение гидроцилиндра II)

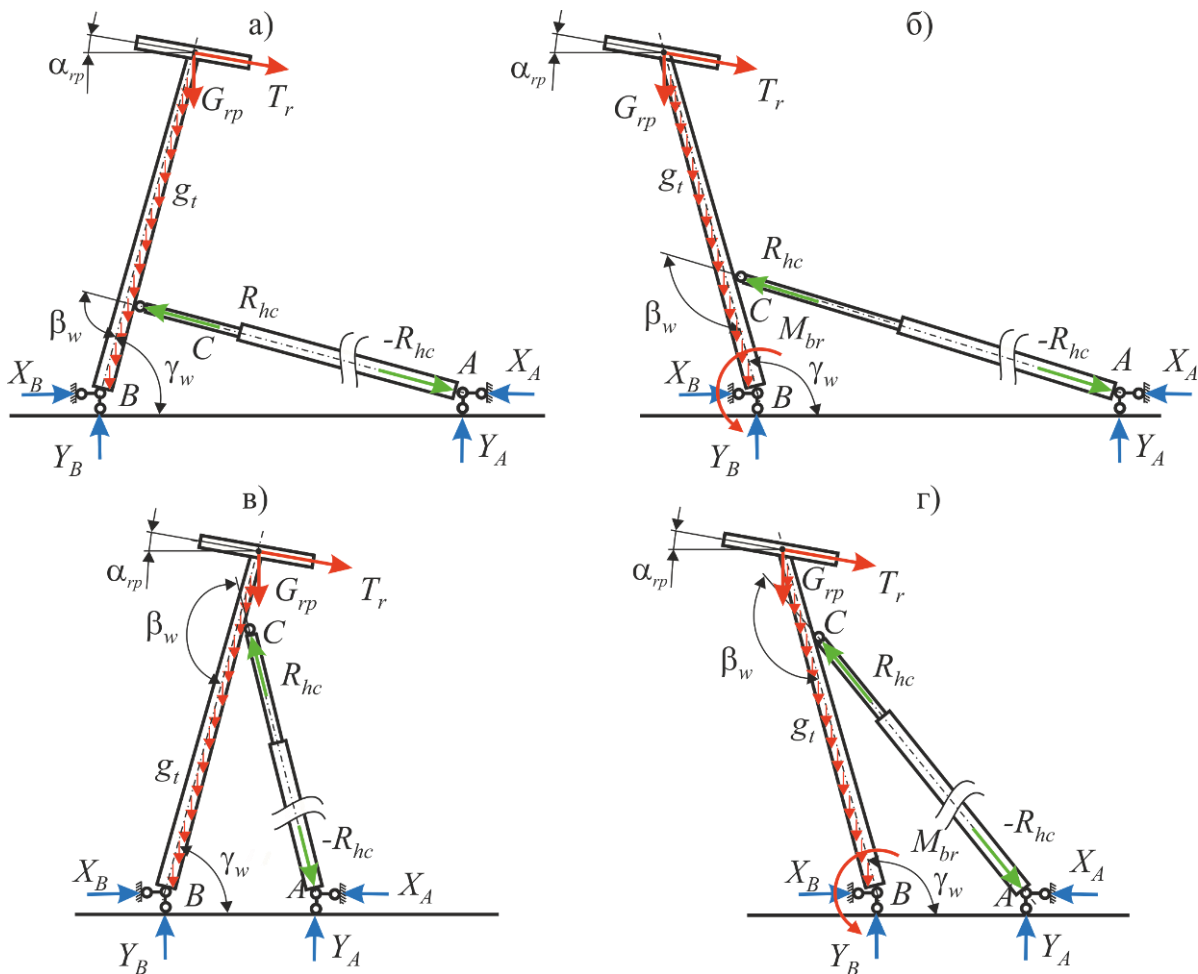


Рис. 12. Расчетные схемы механизма для силового расчета кинематической схемы (режим II):
 а – при положении гидроцилиндра I и $\gamma_w \leq \pi/2$; б - при положении гидроцилиндра I и $\gamma_w > \pi/2$; в – при положении гидроцилиндра II и $\gamma_w \leq \pi/2$; г - при положении гидроцилиндра II и $\gamma_w > \pi/2$

печивать фиксацию концевой опоры в требуемом рабочем положении с учетом суммарной действующей на канатный шкив нагрузки

$$T_r = S_{on} + S_{rw}$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \sin(\gamma_w - \alpha_{rp}) + (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} H_t \text{ при } \gamma_w \leq \pi/2;$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \sin(\gamma_w - \alpha_{rp}) - M_{br} - (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} \text{ при } \gamma_w > \pi/2,$$

где $\gamma_w \in [\gamma_{wb}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$ - угол наклона концевой опоры в рабочем положении (рис. 12); γ_{wb} - угол наклона концевой опоры, соответствующий минимально допустимому углу наклона опоры в рабочем положении; β_w - угол между продольными осями штока гид-

от усилий натяжения в набегающей S_{on} и сбегающей S_{rw} ветвях несущего каната и веса транспортируемого груза:

роцилиндра и концевой опоры в рабочем положении, определяемый по зависимостям (9) – (11) с заменой угла γ_t на угол γ_w .

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра (рис. 12) составляют:

$$Y_A = R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = T_r \sin \alpha_{rp} + G_{rp} + g_t H_t - R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$-X_A = X_B = R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right]$$

$$\text{при } -l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w < 0,$$

$$X_A = -X_B = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right]$$

$$\text{при } -l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w \geq 0.$$

На рис. 13 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра

$$\bar{X}_A = \frac{X_A}{T_r}; \quad \bar{Y}_A = \frac{Y_A}{T_r}; \quad \bar{X}_B = \frac{X_B}{T_r}; \quad \bar{Y}_B = \frac{Y_B}{T_r}$$

для двух вариантов положения гидроцилиндра в зависимости от угла наклона концевой опоры при работе мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса γ_w и угла α_{rp} для $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$, высоте опоры $H_t = 10$ м и соотношении нагрузок $k_T = 0,05$.

5. Заключение

Рассмотренная компоновка основного технологического оборудования на базовом многоосном колесном шасси высокой грузоподъемности и проходимости, которая предусматривает центральное расположение концевой опоры на несущей раме, обладает рядом достоинств по сравнению с другими альтернативными вариантами, а именно:

- расположение концевой опоры практически в центре опорного контура базового шасси является благоприятным с точки зрения обеспечения общей устойчивости мобильного канатного комплекса при его эксплуатации;

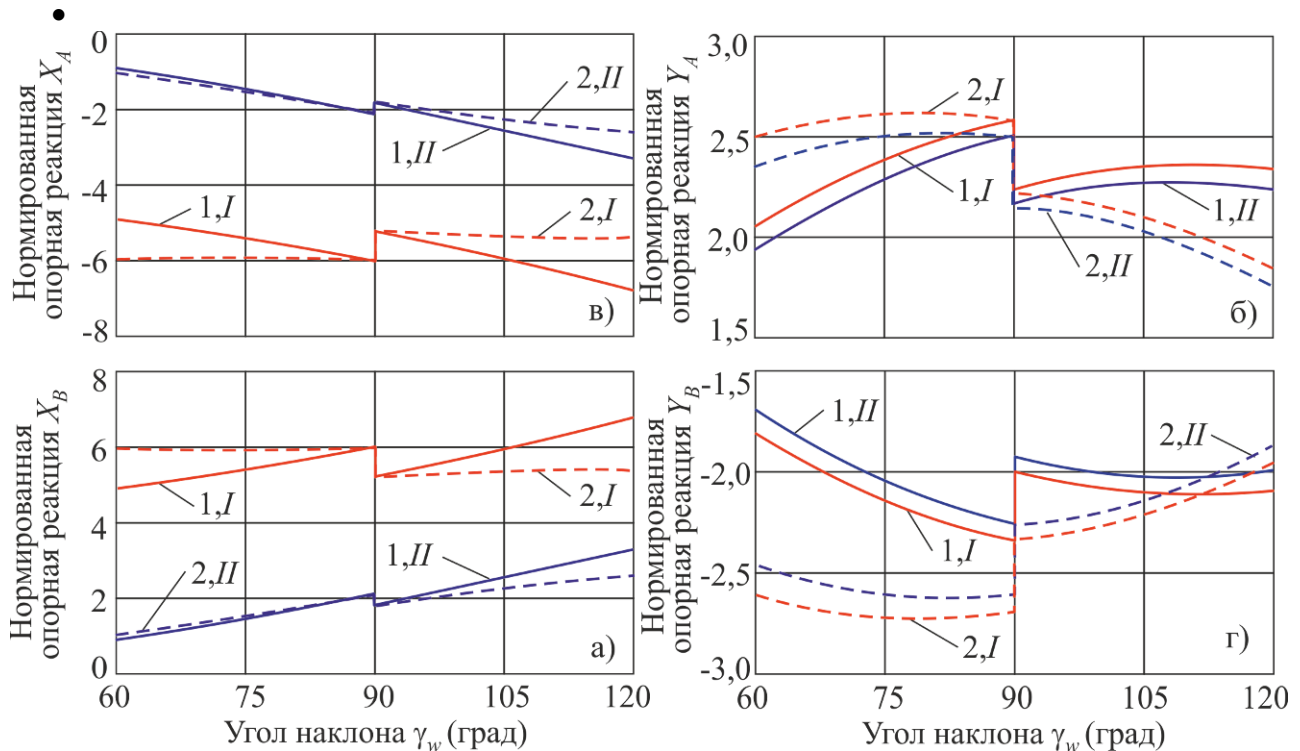


Рис. 13. Изменение нормированных значений опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры γ_w : 1 - $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 2 - $\alpha_{rp} = -10^\circ$; I – положение гидроцилиндра I; II – положение гидроцилиндра II

- компоновка позволяет обеспечить возможно наименьший вертикальный габарит основного технологического оборудования в транспортном положении, что является благоприятным с точки зрения передвижения мобильного канатного комплекса по дорогам общего пользования;

- удобство компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения вследствие наличия широкого диапазона допустимых углов наклона продольной оси опоры;

- имеется возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самоопрокидывания при ее установке в рабочее положение.

Однако рассмотренная компоновка имеет также определенные конструкционные недостатки, к числу наиболее значимых из которых можно отнести:

- наименьшая возможная длина концевой опоры, что требует более близкого расположения сопрягаемых мобильных канатных комплексов, формирующих трассу подвес-

ной канатной дороги, повышенного натяжения несущего каната или уменьшения грузоподъемности канатной дороги;

- опирание концевой опоры на раму базовой станции, а не на грунт, может быть причиной уменьшения грузоподъемности и пропускной способности канатной дороги;

- имеет место сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры вследствие достаточно широкой зоны недопустимого расположения цилиндрического шарнира присоединения штока приводного гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры;

- конструктивные сложности обеспечения фиксации концевой опоры в рабочем положении под действием эксплуатационных нагрузок с помощью механических приспособлений, например, с помощью канатной фиксации.

Список литературы

1. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
3. Веселов Н.Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет. Нижний Новгород: РИ «Бегемот», 2010. 320 с.
4. Гладов Г.И., Вихров А.В., Зайцев С.В., Кувшинов В.В., Павлов В.В. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 400 с.
5. Кочнев Е.Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769-2006. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2006. 640 с.
6. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро / Под общ. ред. А.В. Лагерева. Ростов-на-Дону: Издательство ДГТУ, 2017. 274 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
7. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.
8. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.
9. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
10. ГОСТ Р 52748-2007. Дороги автомо-

References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
2. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bolshoy gruzopodemnosti* [Wheeled vehicles of extra heavy duty]. Moscow, Izdatelstvo MG TU imeni N.E. Bauman, 2006. 728 p. (In Russian)
3. Veselov N.B. *Vezdekhodnye transportno-tekhnologicheskie mashiny. Konstruktsii. Konstruirovaniye i raschet* [All-terrain transport and technological vehicles. Constructions. Design and calculation]. Nizhniy Novgorod, RI Begemot, 2010. 320 p. (In Russian)
4. Gladov G.I., Vikhrov A.V., Zaytsev S.V., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Konstruktsii mnogotselovykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Designs of multipurpose tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Izdatelskiy tsentr «Akademiya», 2010. 400 p. (In Russian)
5. Kochnev E.D. *Entsiklopediya voennykh avtomobiley 1769-2006* [Encyclopedia of Military Vehicles 1769-2006]. Moscow, ООО Knizhnoe izdatelstvo Za rulem, 2006. 640 p. (In Russian)
6. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitiye transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 274 p. ISBN 978-5-7890-1378-6 DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913> (In Russian)
7. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh

