

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ КРАНЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные
транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*



Могилев 2018

УДК 621.873
ББК 38.6-44
С 86

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«28» ноября 2017 г., протокол № 4

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Строительные и специальные краны» предназначены для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ КРАНЫ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

Введение	4
1 Общие сведения.....	5
2 Практическое занятие № 1. Определение параметров маневренности автомобильного крана.....	7
3 Практическое занятие № 2. Определение нагрузок на выносные опоры автомобильного крана.....	11
4 Практическое занятие № 3. Определение необходимых размеров опорного контура автомобильного крана.....	15
5 Практическое занятие № 4. Опорно-поворотные устройства стреловых самоходных и башенных кранов.....	20
6 Практическое занятие № 5. Оптимизация параметров строповки длинномерных грузов и прижимных балок грузозахватных устройств.....	28
7 Практическое занятие № 6. Расчет необходимого и фактического усилия сжатия при работе грузозахватных устройств для строительных материалов.....	35
Список литературы	40



Введение

Целью учебной дисциплины является формирования знаний, умений и навыков проектирования, расчета и эксплуатации строительных и специальных кранов, а также их механизмов.

Целью рекомендаций к практическим занятиям является приобретение студентами умений и навыков по расчету и выбору основных сборочных единиц механизмов строительных и специальных кранов.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год оформления отчета.

Отчет содержит название, цель работы, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы; после выбора сборочной единицы указывается ее краткая техническая характеристика. По завершении расчетов проводится анализ результатов и дается заключение о работоспособности механизма.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя предлагаемую литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практических занятий производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.



1 Общие сведения

Строительные краны – это специальные механизмы, которые используются в строительстве различных зданий и сооружений, а также при укладке различных коммуникаций.

Специальные краны предназначены для выполнения подъемно-транспортных или технологических операций, например, перегрузки крупнотоннажных контейнеров, установки грузов в ячейки стеллажного склада, для транспортирования расплавленного или раскаленного металла, взрывчатых или огнеопасных веществ, разведения мартезовских слитков и т. д. Специальные краны по конструкции можно условно разделить на краны мостового и стрелового типов.

К специальным кранам **мостового** типа относят *мостовые, козловые, полукозловые, с несущими канатами, кабельные и мостокабельные краны, краны-штабелеры, мостовые перегружатели.*

К специальным кранам **стрелового** типа относят *стреловые, башенные, порталные, полупортальные, мачтовые, вантовые, жестконогие, консольные и плавучие краны.*

По конструкции грузозахватного устройства и назначению различают крюковые, грейферные, магнитные, магнитно-грейферные, траверсные, с лапами, мультимагнитные, мультогрейферные, мультозавалочные, штыревые, копровые, закалочные, литейные, посадочные, для разведения слитков, колодцевые, ковочные и контейнерные краны. По виду перемещения краны бывают стационарными, приставными, самоподъемными, радиальными, передвижными, самоходными и прицепными.

К особенностям специальных кранов, отличающим их от кранов общего назначения, можно отнести следующие: большее число механизмов, а следовательно, возможность выполнения значительного числа рабочих движений, которое составляет в основном от четырех до семи; ограниченное применение в зависимости от вида перемещаемого груза и технологического процесса, оснащение специальными грузозахватными устройствами, лебедками и другими механизмами.

Мостовые краны (грейферные, магнитно-грейферные со специальными грузозахватными устройствами, хордовые, кольцевые, радиальные, с вращающейся тележкой или траверсой, однобалочные подвесные и др.) используют в различных отраслях промышленности. Наиболее широкое применение находят грейферные и магнитно-грейферные краны.

Краны со специальными грузозахватными устройствами используют, например, для транспортирования слябов. Они имеют большую производительность по сравнению с производительностью мостовых крюковых кранов.

Кольцевые краны применяют на атомных станциях, радиальные и хордовые – в доменных цехах металлургических заводов.

В последнее время стали использовать однобалочные краны с консольно расположенными тележками, масса которых на 10...15 % меньше массы двухбалочных мостовых кранов. Подвесные многоопорные краны находят приме-



нение в авиационной промышленности. Металлургические краны (мульдомагнитные, мульдозавалочные, посадочные, литейные, ковочные, закалочные, колодцевые, для разведения слитков, с лапами; к ним можно отнести также напольно-завалочные краны, напольно-завалочные машины, кузнечные манипуляторы) применяют на металлургических заводах и в металлургических цехах машиностроительных заводов. Для обслуживания этих кранов не требуются стропальщики.

Козловые краны используют на складах штучных и сыпучих грузов, на гидроэлектростанциях, в судостроительных доках и т. д. Козловой кран отличается от мостового тем, что его мост опирается на крановый путь при помощи опорных стоек, а мост мостовых кранов опирается непосредственно на надземный крановый путь или на крановый путь, закрепленный на балках, смонтированных на колоннах цеха или на эстакаде.

Конструкции козловых кранов весьма разнообразны. Так, только по типу металлоконструкции они бывают козловыми и полукозловыми, с консолями и без них, с подвесной или опорной тележками и т. д. По возможности перемещения они бывают стационарными и передвижными (на рельсовом и безрельсовом ходу).

Краны-штабелеры применяют в основном на складах штучных грузов. Различают мостовые и стеллажные краны-штабелеры.

Краны-перегрузжатели, мостовые перегрузжатели по конструкции почти аналогичны козловым кранам. Их используют в основном на складах штучных и сыпучих грузов. Перегрузжатели имеют мост, опирающийся на две опоры, передвигающиеся по крановым путям. В отличие от козловых кранов мостовые перегрузжатели имеют большой пролет – 100 м и более. Их часто выполняют с консолями. В связи с большими температурными деформациями мостов перегрузжателей одну из опор обычно выполняют «гибкой», т. е. эту опору соединяют с мостом с помощью цилиндрического или шарового шарнира.

При пролетах 150 м и более масса моста мостового перегрузжателя создает напряжения, близкие к пределу текучести материала. При больших пролетах используют мостокабельные краны, у которых под мостом проходит несущий канат, концы которого закреплены на опорных стойках. Грузовая тележка перемещается по несущему канату. Такая конструкция крана способствует значительному снижению массы моста.

Рассмотрим область применения специальных кранов стрелового типа. Многочисленную группу этих кранов составляют порталные краны, используемые в основном в морских и речных портах для перегрузки штучных и сыпучих грузов «судно-склад» (вагон), «склад-судно», а также на складах, в судостроении и строительстве. Портальные краны представляют собой полноповоротные стреловые краны, поворотная часть которых установлена на портале, передвигающемся по подкрановым рельсам. В порталных кранах при изменении вылета траектория движения груза приближается к горизонтальной.

Стреловые самоходные краны (автомобильные, пневмоколесные, гусеничные и железнодорожные) применяют для перегрузочных работ на складах, в перегрузочных пунктах железных и шоссейных дорог и портах, в строитель-



стве, а также на железнодорожных станциях.

Башенные краны со стрелой, закрепленной на вертикально расположенной башне, используют в строительстве, а также на складах.

Плавучие краны, имеющие понтоны, применяют для перегрузочных работ, монтажа и строительства в портах, доках, на буровых установках для добычи нефти, газа и т. д.

Виды нагрузок, учитываемых при расчетах специальных кранов, установлены РТМ 24.090.27–77 *Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки*, разработанным Всесоюзным научно-исследовательским институтом подъемно-транспортного машиностроения (ВНИИПТМАШ).

Для отдельных групп специальных кранов разработаны сочетания (комбинации) нагрузок для расчетов по допускаемым напряжениям или предельным состояниям.

2 Практическое занятие № 1. Определение параметров маневренности автомобильного крана

Цель работы: определение минимальной ширины коридора для проезда автомобильного крана по прямой с поворотом на 90 и 180°.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных проводится расчет параметров маневренности автомобильного крана. Для выбора параметров автомобильных кранов необходимо использовать справочную литературу.

Исходные данные (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): тип и грузоподъемность автомобильного крана.

Основными достоинствами автомобильных кранов являются их высокая мобильность и автономность. Мобильность крана определяется не только скоростью его передвижения с объекта на объект, которая в соответствии с ГОСТом составляет не менее 80...90 % от технической скорости базового автомобиля, но и его маневренностью. Маневренность автомобильного крана определяется минимальной шириной коридора для проезда по прямой, для проезда с поворотом на 90°, для проезда с поворотом на 180°.

Автомобильные краны должны обладать хорошей маневренностью. Она требуется при значительном изменении направления движения в условиях города, когда часто приходится совершать повороты на 90°, при необходимости в движении задним ходом или полном развороте.

Маневренность характеризует удобство использования автомобильного крана и легкость управления им при необходимости движения и выполнения поворотов и разворотов в стесненных условиях, а также проходимость автомобильного крана при движении по грунтовым дорогам с крутыми поворотами, по пересеченной местности и через лес. От маневренности автомобильных кранов зависят размеры необходимых площадок в местах производства работ, а иногда и затраты времени на выполнение этих операций, требуемая ширина проездов в

гаражах, на площадках для стоянки и в зонах обслуживания [3].

Основными параметрами маневра автомобильных кранов (рисунок 2.1) являются минимальный радиус поворота, внутренний и наружный габаритные радиусы поворота, поворотная ширина по колею колес и поворотная ширина автомобиля (коридора).

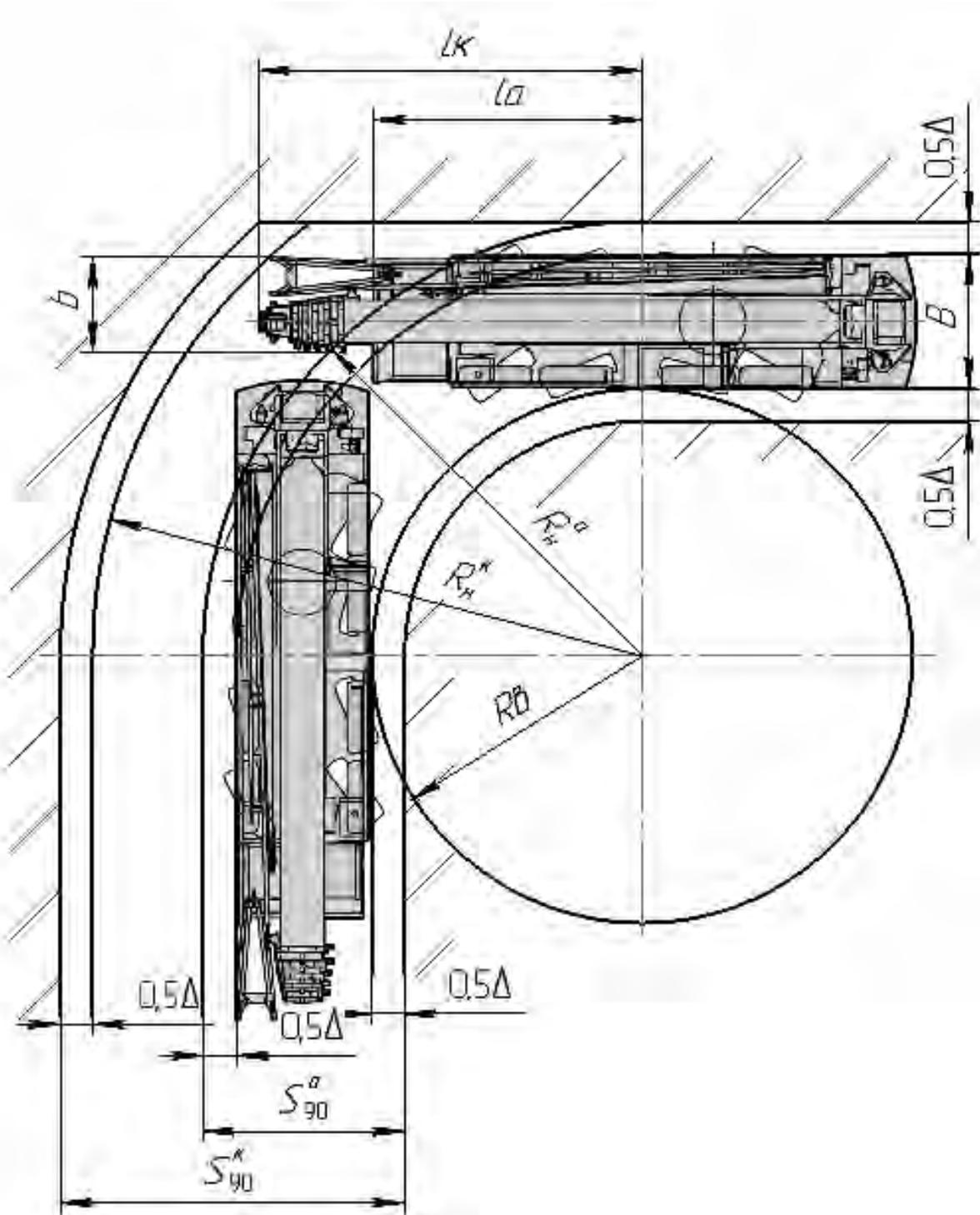


Рисунок 2.1 – Схема для определения минимальной ширины коридора для проезда с поворотом на 90°

Минимальный радиус поворота автомобиля представляет собой расстояние от центра поворота до оси колеи переднего наружного управляемого колеса

при максимальном угле его поворота. Минимальный радиус поворота указывается в технической характеристике автомобильных кранов.

Внутренним R_B и наружным R_H габаритными радиусами поворота (см. рисунки 2.1 и 2.2) называются расстояния от центра поворота до ближайшей и наиболее удаленной точек автомобиля при максимальном повороте управляемых колес.

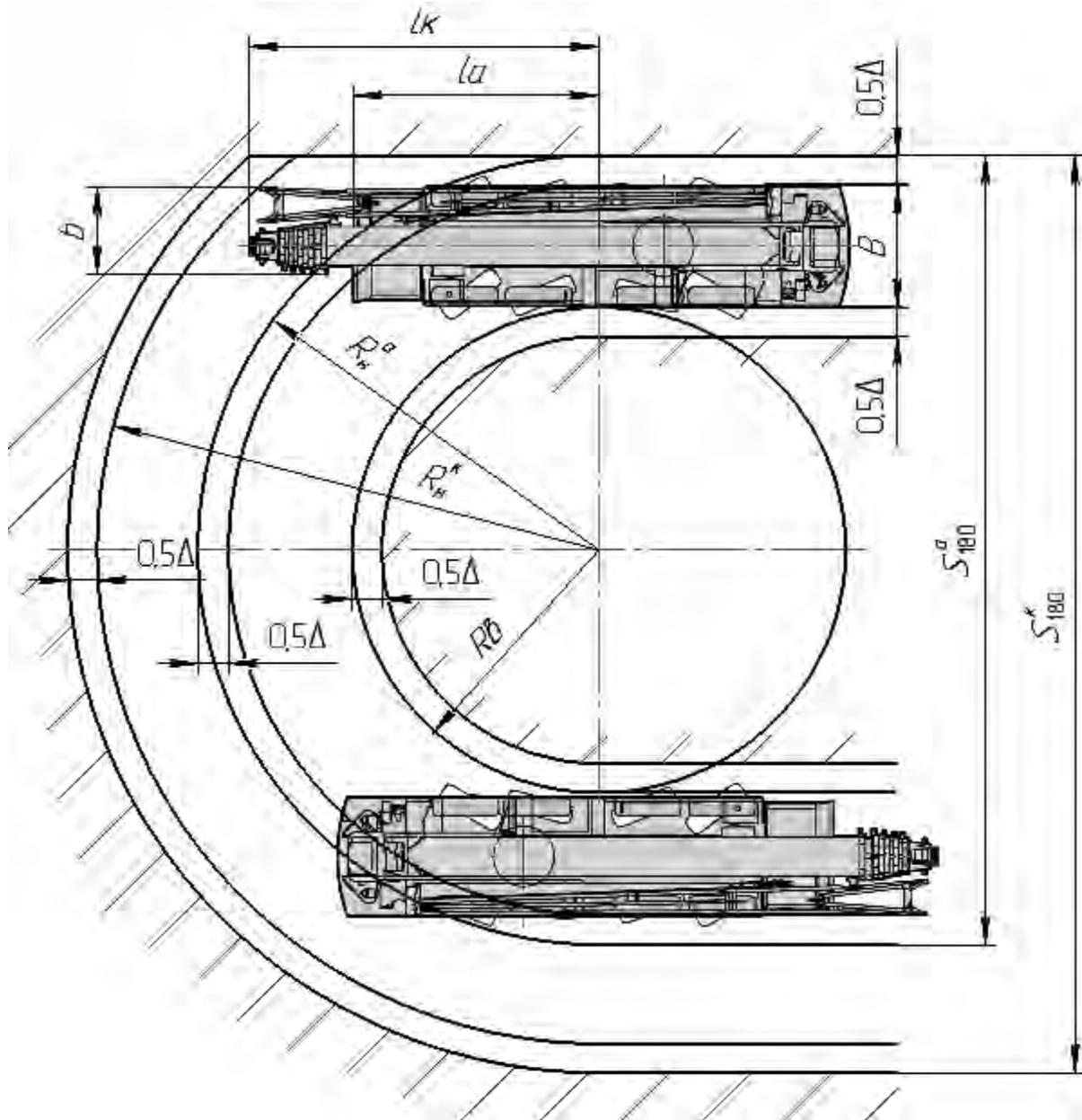


Рисунок 2.2 – Схема для определения минимальной ширины коридора для проезда с поворотом на 180°

Поворотная ширина по колею колес – это разность между минимальными радиусами поворота переднего наружного и заднего внутреннего колес. Поворотная ширина по колею колес автомобиля определяет минимально необходимую ширину проезжей части твердого покрытия дороги.

Поворотной шириной автомобиля (коридора) называется разность между наружным и внутренним габаритными радиусами поворота

автомобильного крана.

Поворотная ширина коридора определяет минимальную ширину проезда или ширину полосы движения, необходимую при крутых поворотах, а также возможность движения в проездах заданных размеров и формы.

Минимальная ширина коридора для проезда по прямой в соответствии со схемами, представленными на рисунках 2.1 и 2.2,

$$S_0 = B + \Delta, \quad (2.1)$$

где B – габарит базового автомобиля по ширине, можно принять $B = 2,5$ м;

Δ – дополнительная ширина коридора, учитывающая неточность маневрирования, $\Delta = 1,5 \dots 2,0$ м.

Минимальная ширина коридора для проезда автомобиля S_{90}^a или крана S_{90}^k с поворотом на 90° в соответствии с рисунком 2.1

$$S_{90}^a = R_n^a - R_g + \Delta; \quad (2.2)$$

$$S_{90}^k = R_n^k - R_g + \Delta, \quad (2.3)$$

где R_g – внутренний радиус поворота автомобиля, т. е. расстояние от центра поворота, располагаемого на продолжении оси базы автомобильного крана, до наименее удаленной точки автомобиля при минимальном радиусе поворота;

R_n^a , R_n^k – наружные радиусы поворота автомобиля и крана, т. е. расстояние от центра поворота, располагаемого на продолжении задней оси автомобиля, до наиболее удаленной точки автомобиля или крана при минимальном радиусе поворота соответственно.

$$R_n^k = \sqrt{\left(R_g + \frac{B}{2} + \frac{b}{2}\right)^2 + l_k^2}; \quad (2.4)$$

$$R_n^a = \sqrt{(R_g + B)^2 + l_a^2}, \quad (2.5)$$

где b – габарит по ширине оголовка стрелы;

l_k – расстояние от передней части стрелы до оси задних колес;

l_a – расстояние от передней части автомобиля до оси задних колес.

Минимальная ширина коридора для проезда с поворотом на 180° в соответствии с рисунком 2.2

$$S_{180}^a = R_n^a + R_g + B + \Delta; \quad (2.6)$$

$$S_{180}^k = R_n^k + R_g + B + \Delta. \quad (2.7)$$



В автокранах на базе двухосных автомобилей расстояния l_a и l_k определяются до задней оси; в автокранах на базе трехосных автомобилей – до оси балансира задней двухосной тележки.

Мобильность автокрана в определенной степени зависит и от его габарита по высоте, длине в транспортном положении и нагрузки на ось. Так, для возможности передвижения по дорогам общего пользования габарит по высоте не должен превышать установленные Правилами дорожного движения 4 м, по длине – 12 м.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое маневренность автомобильного крана?
- 2 Что такое минимальный радиус поворота автомобильного крана?
- 3 Что такое внутренний и наружный габаритные радиусы поворота автомобильного крана?
- 4 Что такое поворотная ширина по колее колес автомобильного крана?
- 5 Что такое поворотная ширина автомобильного крана?
- 6 Где располагается центр поворота двухосного автомобильного крана?
- 7 Где располагается центр поворота трехосного автомобильного крана?
- 8 Где располагается центр поворота многоосного (четыре и более) автомобильного крана?
- 9 Для чего необходимо определять поворотную ширину по колее автомобильного крана?
- 10 Для чего необходимо определять поворотный коридор автомобильного крана?
- 11 Для чего необходимо определять маневренность автомобильного крана?

3 Практическое занятие № 2. Определение нагрузок на выносные опоры автомобильного крана

Цель работы: изучение методики и приобретение практических навыков по определению нагрузок на выносные опоры автокрана.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных определяется наибольшее усилие, возникающее в выносных опорах автомобильного крана.

Исходные данные (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): тип и грузоподъемность автомобильного крана.

У стреловых поворотных кранов опорные нагрузки на основание распределяются неравномерно. Они зависят не только от веса крана и груза, но и от положения поворотной части крана относительно неповоротной, а также от вылета стрелы. У автомобильных кранов нагрузки на опорную площадку передаются через выносные опоры. При работе автокрана нагрузка на каждую вынос-



ную опору не остается постоянной. Для расчета металлоконструкции неповоротной рамы, кронштейнов и гидроцилиндров выносных опор необходимо определить максимальные значения опорных нагрузок.

На рисунке 3.1 представлена расчетная схема для определения опорных нагрузок. На этом рисунке ось X – продольная ось крана; ось Y – поперечная ось крана, проходящая через центр вращения поворотной части крана; точки A, B, C, D – опоры крана; C_1 – точка приложения равнодействующей силы тяжести поворотной части крана с учетом груза G_1 ; C_2 – точка приложения равнодействующей силы тяжести неповоротной части крана G_2 ; R – вылет; $2a$ и $2b$ – размеры опорного контура крана; точка O_1 – ось вращения поворотной части крана; X_1, X_2 – координаты точек O_1 и C_2 ; прямая O_1C_1 – ось стрелы; α – угол отклонения равнодействующей силы тяжести поворотной части крана с учетом груза G_1 от оси X .

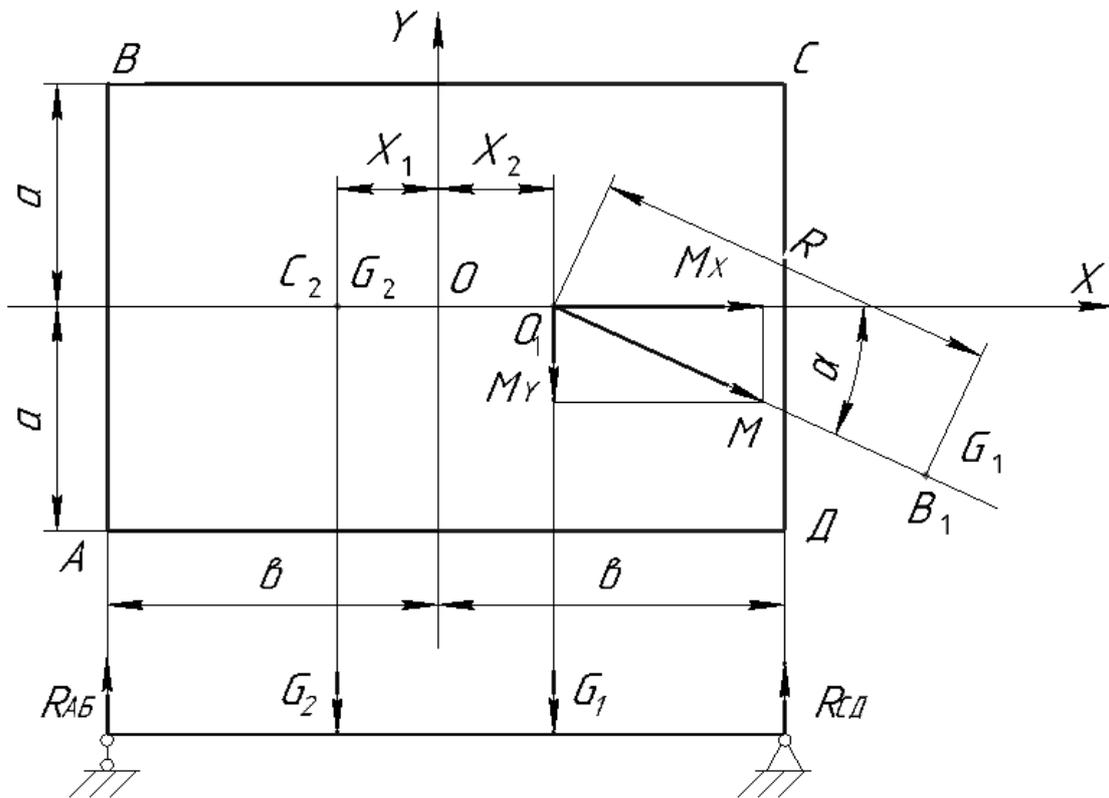


Рисунок 3.1 – Расчетная схема для определения опорных нагрузок

С допустимой для инженерных расчетов точностью можно принять, что опорные нагрузки обратно пропорциональны отрезкам, на которые проекция точки приложения равнодействующей или плоскость действия момента делят продольную и поперечную базу крана.

Вспользуемся методом теоретической механики о переносе точки приложения силы, т. е. перенесем силу G_1 с точки C_1 в точку O_1 и добавим момент G_1R . С учетом равнодействующей ветровой нагрузки W , приложенной на высоте H , и при неблагоприятном сочетании этот момент составит:

$$M = G_1 \cdot R + W \cdot H. \quad (3.1)$$

Для определения составляющих опорных нагрузок момент M разложим по осям координат X и Y .

$$M_X = M \cdot \cos\alpha; \quad M_Y = M \cdot \sin\alpha. \quad (3.2)$$

От действия момента M_X опорные нагрузки на опоры C и D возрастают, а на опоры A и B уменьшаются. Аналогично от действия момента M_Y опорные нагрузки на опоры A и D возрастают, а на опоры B и C уменьшаются.

Тогда опорные нагрузки на опоры A , B , C и D от действия момента M составят:

$$\begin{aligned} R_A^M &= \frac{M_Y}{4a} - \frac{M_X}{4b}; & R_B^M &= -\frac{M_Y}{4a} - \frac{M_X}{4b}; \\ R_C^M &= \frac{M_Y}{4a} + \frac{M_X}{4b}; & R_D^M &= \frac{M_Y}{4a} + \frac{M_X}{4b}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Рассматривая неповоротную часть крана как балку, суммарные опорные реакции R_{AB} и R_{CD} от сил тяжести G_1 и G_2 (см. рисунок 3.1) определяются следующим образом:

$$R_{AB} = \frac{G_1(\vartheta - X_1) + G_2(\vartheta + X_2)}{2B} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{X_1}{\vartheta}\right) + \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{X_2}{\vartheta}\right); \quad (3.4)$$

$$R_{CD} = \frac{G_1(\vartheta + X_1) + G_2(\vartheta - X_2)}{2B} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{X_1}{\vartheta}\right) + \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{X_2}{\vartheta}\right). \quad (3.5)$$

Нагрузка на опоры

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} R_{AB} = \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{X_1}{\vartheta}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{X_2}{\vartheta}\right); \quad (3.6)$$

$$R_C = R_D = \frac{1}{2} R_{CD} = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{X_1}{\vartheta}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{X_2}{\vartheta}\right). \quad (3.7)$$

Суммарные нагрузки на выносные опоры от действия сил тяжести G_1 , G_2 и момента M составляют:

$$R_A = \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{X_1}{\vartheta}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{X_2}{\vartheta}\right) + \frac{M \sin\alpha}{4a} - \frac{M \cos\alpha}{4b}; \quad (3.8)$$



$$R_B = \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{X_1}{\epsilon} \right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{X_2}{\epsilon} \right) - \frac{M \sin \alpha}{4a} - \frac{M \cos \alpha}{4\epsilon}; \quad (3.9)$$

$$R_C = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{X_1}{\epsilon} \right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{X_2}{\epsilon} \right) - \frac{M \sin \alpha}{4a} + \frac{M \cos \alpha}{4\epsilon}; \quad (3.10)$$

$$R_D = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{X_1}{\epsilon} \right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{X_2}{\epsilon} \right) + \frac{M \sin \alpha}{4a} + \frac{M \cos \alpha}{4\epsilon}. \quad (3.11)$$

Анализируя формулы (3.8)–(3.11), можно сделать вывод, что нагрузки на выносные опоры от действия момента M изменяются при повороте поворотной платформы, а от действия сил тяжести G_1 и G_2 остаются постоянными. Очевидно, что нагрузка на опору будет максимальной, когда стрела будет расположена над этой опорой. При этом нагрузка на противоположную опору будет минимальной.

Определим, при каком значении угла α нагрузка на опору D от действия момента M будет максимальной. Для этого первую производную R_D^M приравняем к нулю и разрешим относительно α .

$$R_D^{M1} = \frac{M \cos \alpha}{4a} - \frac{M \sin \alpha}{4\epsilon} = \frac{M}{4} \left(\frac{\cos \alpha}{a} - \frac{\sin \alpha}{\epsilon} \right) = 0. \quad (3.12)$$

Откуда

$$\frac{\cos \alpha}{a} - \frac{\sin \alpha}{\epsilon} = 0. \quad (3.13)$$

Разделив (3.11) на $\cos \alpha$, получим

$$\frac{1}{a} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\epsilon} = 0, \quad (3.14)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\epsilon}{a}. \quad (3.15)$$

Так как

$$\sin \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\pm \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}; \quad \cos \alpha = \frac{1}{\pm \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \quad (3.16)$$

окончательно получим



$$R_{D\max}^M = \frac{M \frac{b}{a}}{4a \sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2}}} + \frac{M \frac{a}{b}}{4b \sqrt{1 + \frac{a^2}{b^2}}} = \frac{M}{4a \cdot b} \sqrt{a^2 + b^2}. \quad (3.17)$$

Максимальная нагрузка на опору D

$$R_{D\max} = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{x_1}{b}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{x_2}{b}\right) + \frac{M}{4a \cdot b} \sqrt{a^2 + b^2}. \quad (3.18)$$

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются выносные опоры крана?
- 2 Как распределяются нагрузки на основание у автомобильных кранов?
- 3 Для расчета каких параметров крана необходимо определить максимальные значения опорных нагрузок?
- 4 Какие типы выносных опор применяют на автомобильных кранах?
- 5 Для чего служат выключатели подвесок и стабилизаторы рессор автомобильных кранов?
- 6 Как определить момент, действующий от равнодействующей силы тяжести поворотной части крана с учетом груза G_1 ?
- 7 Как определить суммарные нагрузки на выносные опоры?
- 8 Как определить максимальную нагрузку на опору?
- 9 Как определить, при каком значении угла α нагрузка на опору будет максимальной?
- 10 Как определить, при каком значении угла α нагрузка на опору будет минимальной?

4 Практическое занятие № 3. Определение необходимых размеров опорного контура автомобильного крана

Цель работы: изучение методики и приобретение практических навыков по определению необходимых размеров опорного контура автомобильного крана по условию обеспечения нормируемого коэффициента запаса устойчивости.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных определяются необходимые размеры опорного контура и его расположение по отношению к продольной и поперечной осям крана, проходящим через центр вращения.

Исходные данные (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): тип и грузоподъемность автомобильного крана.

Устойчивость автомобильного крана зависит от веса неповоротной



части G_n , веса поворотной части с учетом веса груза G_n , координат центров тяжести этих составляющих и размеров опорного контура. Размеры опорного контура – это расстояние между осями гидроцилиндров выносных опор вдоль и поперек продольной оси крана.

Очевидно, что для обеспечения устойчивости автокрана точка приложения равнодействующей от сил тяжести G_n и G_n , т. е. общий центр тяжести располагался внутри опорного контура. При расположении этой равнодействующей или общего центра тяжести за пределами опорного контура кран опрокинется.

Необходимые размеры опорного контура можно определить на основании расчетной схемы, представленной на рисунке 4.1, где ось X – продольная ось крана; ось Y – поперечная ось крана, проходящая через ось вращения O ; угол α – текущая координата; точка 1 – центр тяжести неповоротной части крана; точки 2, 2¹, 2¹¹ – центр тяжести поворотной части крана с учетом груза при вращении вокруг вертикальной оси. Расстояние от оси вращения O до точек 2...R.

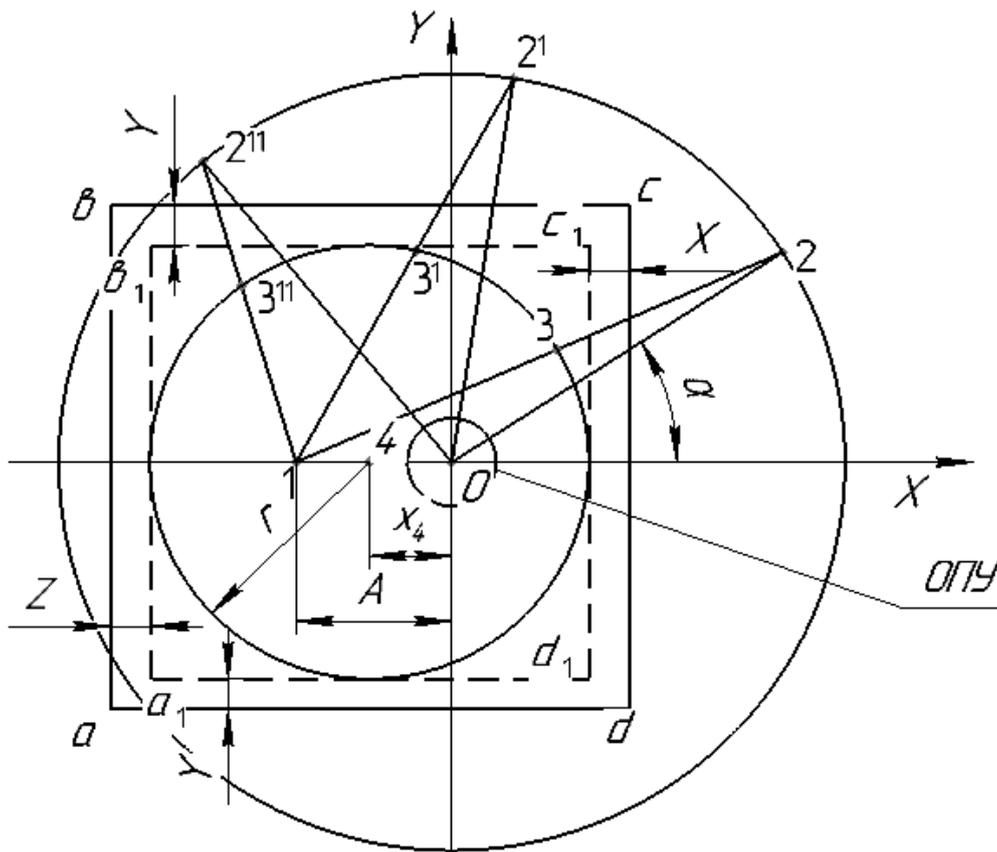


Рисунок 4.1 – Расчетная схема для определения необходимых размеров опорного контура

Координаты точек 1 и 2

$$X_1 = -A; \quad Y_1 = 0; \quad X_2 = R \cdot \cos \alpha; \quad Y_2 = R \cdot \sin \alpha. \quad (4.1)$$

Определим текущие координаты общего центра тяжести всего крана с грузом. Очевидно, что данные координаты при повороте поворотной части крана

вокруг вертикальной оси O будут находиться в точках $3, 3^1, 3^{11}$, расположенных на отрезках $1-2, 1-2^1, 1-2^{11}$ и делящих эти отрезки на части $1-3$ и $3-2, 1-3^1$ и $3^1-2^1, 1-3^{11}$ и $3^{11}-2^{11}$, обратно пропорциональные G_n и G_n , т. е.

$$\frac{X_3 - X_1}{X_2 - X_3} = \frac{G_n}{G_n}; \quad \frac{Y_3 - Y_1}{Y_2 - Y_3} = \frac{G_n}{G_n}. \quad (4.2)$$

Из выражений (4.2) определим координаты точки 3:

$$X_3 = \frac{G_n \cdot X_1 + G_n \cdot X_2}{G_n + G_n}; \quad Y_3 = \frac{G_n \cdot Y_1 + G_n \cdot Y_2}{G_n + G_n}. \quad (4.3)$$

Подставим в выражения (4.3) координаты точек 1 и 2 выражения (4.1):

$$X_3 = \frac{-G_n A + G_n R \cos \alpha}{G_n + G_n} = \frac{G_n R \cos \alpha}{G_n + G_n} - \frac{G_n A}{G_n + G_n}; \quad Y_3 = \frac{G_n R \cos \alpha}{G_n + G_n}. \quad (4.4)$$

Выражения (4.4) являются уравнениями окружности в принятой системе координат XOY . Радиус этой окружности

$$r = \frac{G_n R}{G_n + G_n}, \quad (4.5)$$

и координаты центра данной окружности, точка 4,

$$X_4 = \frac{G_n A}{G_n + G_n}; \quad Y_4 = 0. \quad (4.6)$$

Так как стреловые самоходные краны, в том числе и автомобильные, оборудуются четырьмя выносными опорами, то вокруг полученной окружности (4.4) опишем квадрат, стороны которого параллельны и перпендикулярны продольной оси крана. На рисунке 4.1 этот квадрат a_1, b_1, c_1, d_1 изображен штриховыми линиями.

Если принять данный квадрат за опорный контур крана, то в точках касания его сторон с окружностью кран будет находиться в неопределенном состоянии – то ли опрокинется, то ли нет. Следовательно, опорный контур с каждой стороны квадрата a_1, b_1, c_1, d_1 необходимо увеличить на X, Y, Z , определяемые из условия обеспечения коэффициента запаса устойчивости без учета сил инерции, ветра и уклона площадки

$$k = \frac{M_Y}{M_o} \geq 1,4, \quad (4.7)$$

где M_Y – удерживающий момент, создаваемый силой тяжести неповоротной



части крана G_n относительно ребра опрокидывания;

M_o – опрокидывающий момент, создаваемый силой тяжести поворотной части крана с учетом груза G_n относительно ребра опрокидывания.

Ребро опрокидывания – это одна из сторон прямоугольника a, b, c, d (см. рисунок 4.1).

Удерживающий момент:

– относительно ребра опрокидывания cd

$$M_Y^{cd} = G_n \left(r + A - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} + X \right); \quad (4.8)$$

– относительно ребра опрокидывания bc или ad

$$M_Y^{bc} = G_n (r + Y); \quad (4.9)$$

– относительно ребра опрокидывания ab

$$M_Y^{ab} = G_n \left(r - A + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} + Z \right). \quad (4.10)$$

Опрокидывающий момент:

– относительно ребра опрокидывания cd

$$M_o^{cd} = G_n \left(r + R + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} - X \right); \quad (4.11)$$

– относительно ребра опрокидывания bc или ad

$$M_o^{bc} = G_n (R - r - Y); \quad (4.12)$$

– относительно ребра опрокидывания ab

$$M_o^{ab} = G_n \left(R - r - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} - Z \right). \quad (4.13)$$

Коэффициент запаса устойчивости:

– относительно ребра опрокидывания cd



$$k_Y^{cd} = \frac{M_Y^{cd}}{M_o^{cd}} = \frac{G_n \left(R + A - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} + X \right)}{G_n \left(R - r + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} - X \right)}; \quad (4.14)$$

– относительно ребра опрокидывания bc или ad

$$k_Y^{bc} = \frac{M_Y^{bc}}{M_o^{bc}} = \frac{G_n (R + Y)}{G_n (R - r - Y)}; \quad (4.15)$$

– относительно ребра опрокидывания ab

$$k_Y^{ab} = \frac{M_Y^{ab}}{M_o^{ab}} = \frac{G_n \left(R - A + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} + Z \right)}{G_n \left(R - r + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} + Z \right)}. \quad (4.16)$$

Для упрощения дальнейших преобразований введем обозначения:

$$\begin{aligned} R + A - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} &= M; & R - r + \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} &= N; \\ R - A - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} &= K; & R - r - \frac{G_n \cdot A}{G_n + G_n} &= T. \end{aligned} \quad (4.17)$$

После подстановки обозначений (4.17) в формулы (4.14)–(4.16) получим

$$\begin{aligned} k_y^{cd} = \frac{G_n (M + X)}{G_n (N - X)} \geq 1,4; & \quad k_y^{bc} = \frac{G_n (r + Y)}{G_n (R - r - Y)} \geq 1,4; \\ k_y^{ab} = \frac{G_n (K + Z)}{G_n (T + Z)} \geq 1,4. & \end{aligned} \quad (4.18)$$

Решая уравнения (4.18) относительно X , Y , Z и введя обратную подстановку, имеем

$$X \geq \frac{1,4G_n N - G_n M}{G_n + 1,4G_n} = \frac{1,4G_n \left(R - r + \frac{G_n A}{G_n + G_n} \right) - G_n \left(r + A - \frac{G_n A}{G_n + G_n} \right)}{G_n + 1,4G_n}; \quad (4.19)$$

$$Y \geq \frac{1,4G_n (R - r) - G_n r}{G_n + 1,4G_n}; \quad (4.20)$$



$$Z \geq \frac{1,4G_n T - G_n K}{G_n + 1,4G_n} = \frac{1,4G_n \left(R - r - \frac{G_n A}{G_n + G_n} \right) - G_n \left(r - A + \frac{G_n A}{G_n + G_n} \right)}{G_n + 1,4G_n}. \quad (4.21)$$

В соответствии с рисунком 4.1 выносные опоры крана в рабочем положении должны располагаться так, чтобы расстояние между продольной осью крана и выносными опорами было не менее $r + Y$. Расстояние между поперечной осью крана, проходящей через центр вращения, и задними выносными опорами было не менее $r - \frac{G_n A}{G_n + G_n} + X$ и передними – не менее $r + \frac{G_n A}{G_n + G_n} - Z$.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое опорный контур автомобильного крана?
- 2 Допускается ли использование уменьшенного опорного контура?
- 3 Как определить опрокидывающий момент автомобильного крана?
- 4 Как определить удерживающий момент автомобильного крана?
- 5 Как определяется коэффициент запаса устойчивости?
- 6 Что такое ребро опрокидывания?
- 7 Каково численно значение коэффициента запаса устойчивости?
- 8 Где должен располагаться общий центр тяжести автомобильного крана для обеспечения его устойчивости?
- 9 Перечислите параметры автомобильного крана, от которых зависит его устойчивость.
- 10 Перечислите ребра опрокидывания, относительно которых необходимо определять коэффициент устойчивости.



5 Практическое занятие № 4. Опорно-поворотные устройства стреловых самоходных и башенных кранов

Цель работы: приобретение умений и навыков расчета основных параметров опорно-поворотных устройств стреловых самоходных и башенных кранов.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных проводится расчет основных параметров опорно-поворотных устройств стреловых самоходных и башенных кранов в представленной далее последовательности. Зарисовывается схема ОПУ.

Исходные данные (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): тип и грузоподъемность автомобильного крана.

Опорно-поворотное устройство. Опорно-поворотное устройство (далее ОПУ) предназначено для вращения верхней (поворотной) рамы относительно нижней (неповоротной) рамы. По типу тел качения ОПУ классифицируются на

шариковые и роликовые (рисунок 5.1).

Роликовая ОПУ состоит из двух колец (погонов) и венца. В кольце проточены беговые дорожки под ролики или шарики. Ролики располагаются через один. Они играют роль тел качения и укладываются через один так, что одни задействованы для удержания опорных нагрузок, другие – отрывающих (рисунок 5.2).



Рисунок 5.1 – Шариковое и роликовое опорно-поворотные устройства с внешним и внутренним зацеплениями

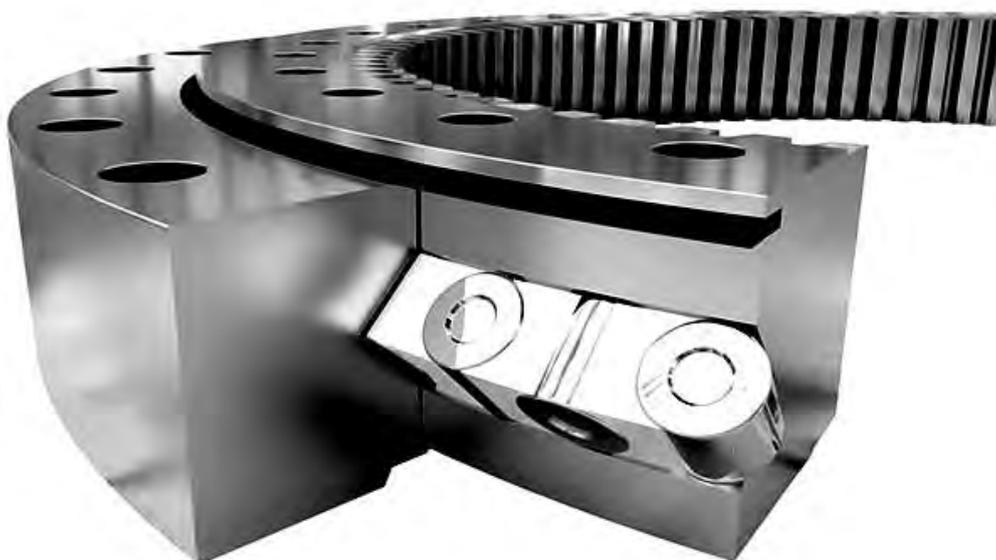


Рисунок 5.2 – Роликовое опорно-поворотные устройства с внутренним зацеплением

Шариковая опора выполнена в виде радиально-упорного шарикоподшипника и состоит из внутреннего кольца, венца и расположенных между ними шариков (рисунок 5.3).



Рисунок 5.3 – Шариковое опорно-поворотное устройство

Также ОПУ разделяются по типу зацепления на ОПУ с внутренним зацеплением и ОПУ с внешним зацеплением (см. рисунок 5.1). ОПУ бывают разных размеров в зависимости от грузоподъемности и модификации. В современных стреловых самоходных кранах, в том числе и автомобильных, применяют ОПУ подшипникового типа шариковые и роликовые, одно-, двух- и трехрядные (рисунки 5.4–5.8).

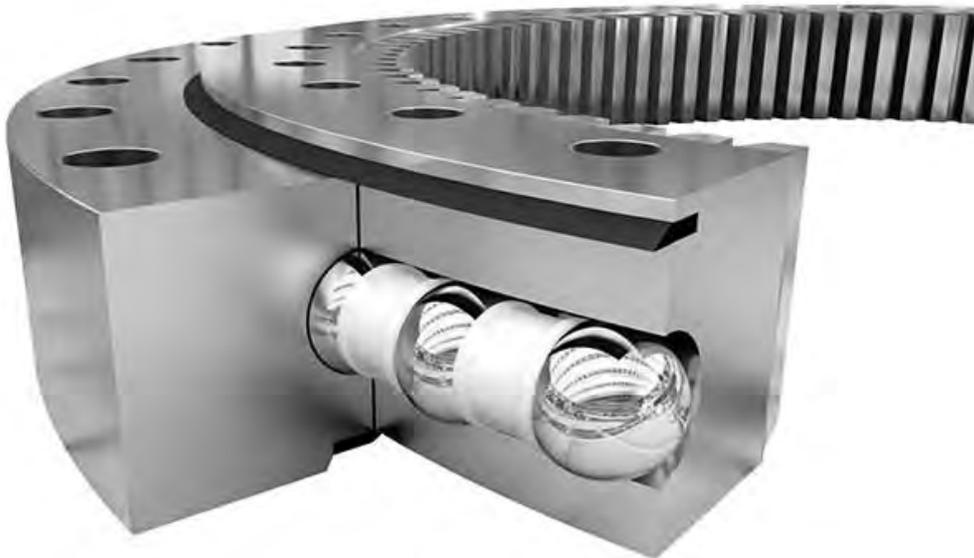


Рисунок 5.4 – Шариковое однорядное опорно-поворотное устройство



Рисунок 5.5 – Шариковое однорядное опорно-поворотное устройство с различным диаметром шариков в рядах

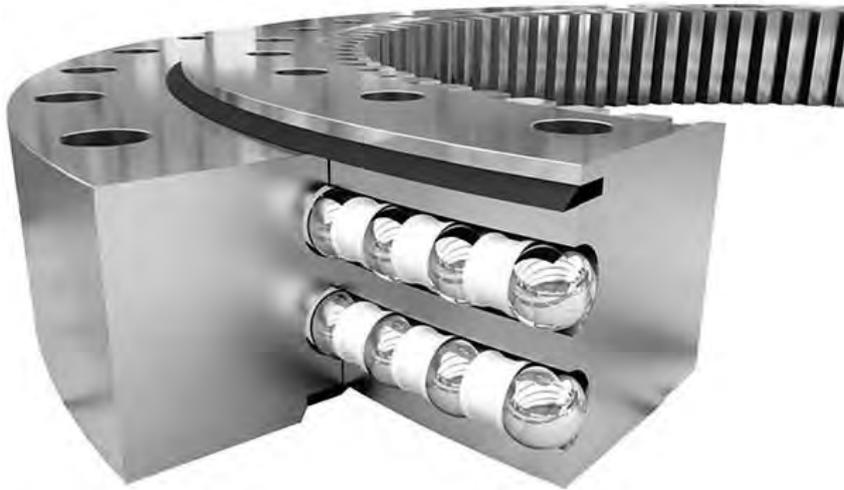


Рисунок 5.6 – Шариковое двухрядное опорно-поворотное устройство с одинаковым диаметром шариков в рядах

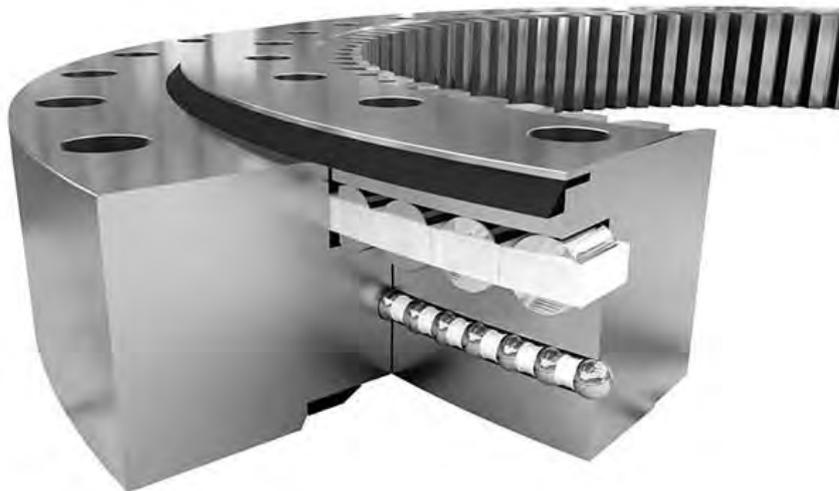


Рисунок 5.7 – Двухрядное опорно-поворотное устройство с комбинацией шариков и роликов в рядах

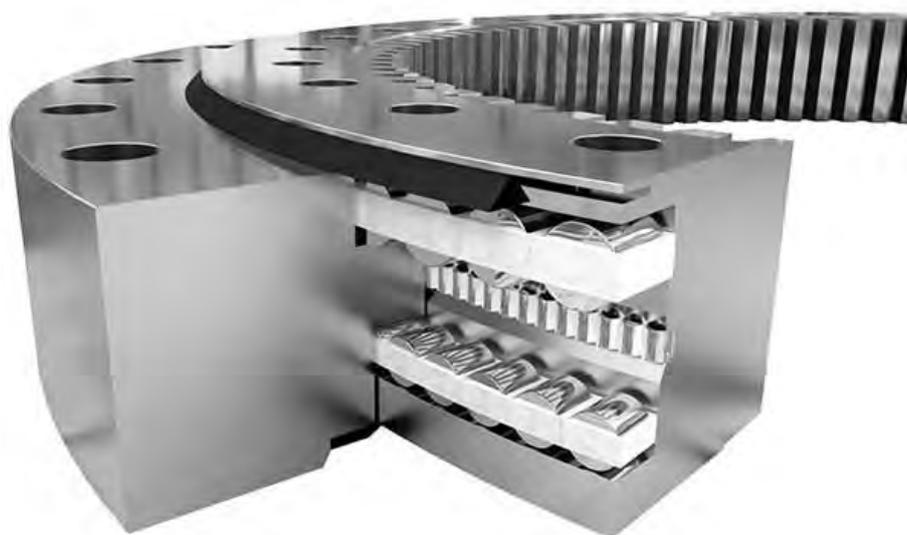


Рисунок 5.8 – Трехрядное роликовое опорно-поворотное устройство

ОПУ приводится в движение шестерней механизма поворота (поворотная шестерня), которая находится в зацеплении с венцом ОПУ. В механизм вращения также входят редуктор механизма поворота, гидромотор.

Техническое обслуживание ОПУ состоит в периодической проверке затяжки крепежных болтов и пополнения смазки во внутренней полости ОПУ и на зубьях венца. Для зубьев венца использовать смазку графитную УССа ГОСТ 3333–80. Периодичность смазки – не реже чем через 240 моточасов. Для внутренней полости ОПУ использовать смазку Литол-24 ГОСТ 21150–87. Допускается применение смазок ВНИИ НП-242 ГОСТ 20421–75, ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773–73 в количестве не менее 0,6 кг через 400 моточасов. Смазку внутренней полости необходимо производить через прессмасленки, обеспечив ее равномерное распределение по всей окружности.

Из-за больших размеров по диаметру и небольших в поперечном сечении собственная жесткость ОПУ мала. Для нормальной работы, исключения заедания и перегрузки колец нужно соблюдать очень жесткие требования к конструкции, примыкающей к ОПУ, касающиеся неплоскостности, шероховатости и жесткости. Так, неплоскостность опорной поверхности, на которую устанавливается ОПУ, не должна превышать 0,0001 диаметра ОПУ. Шероховатость опорных поверхностей должна быть не более 40 мкм.

На опорных поверхностях рам желательны центрирующие окружные бурты с цилиндрическими поверхностями или другие способы центрирования. Стяжные болты ОПУ и болты крепления к поворотной и неповоротной частям крана изготавливают из высокопрочных сталей (сталь 55 – $\sigma_s = 800$ МПа, 40Х – $\sigma_s = 1100 \dots 1300$ МПа, 40ХФА, 38ХС – $\sigma_s = 1350$ МПа).

Расчет ОПУ заключается в определении наибольших нагрузок на тела качения и установлении их размеров.

Все силы, действующие на ОПУ, в соответствии с рисунком 5.9 можно свести к вертикальной V , приложенной в центре ОПУ, горизонтальной H , приложенной по центру тел качения, и моменту M :

$$M = V \cdot R + H \cdot h, \quad (5.1)$$

где R и h – плечи сил относительно оси вращения поворотной части крана.

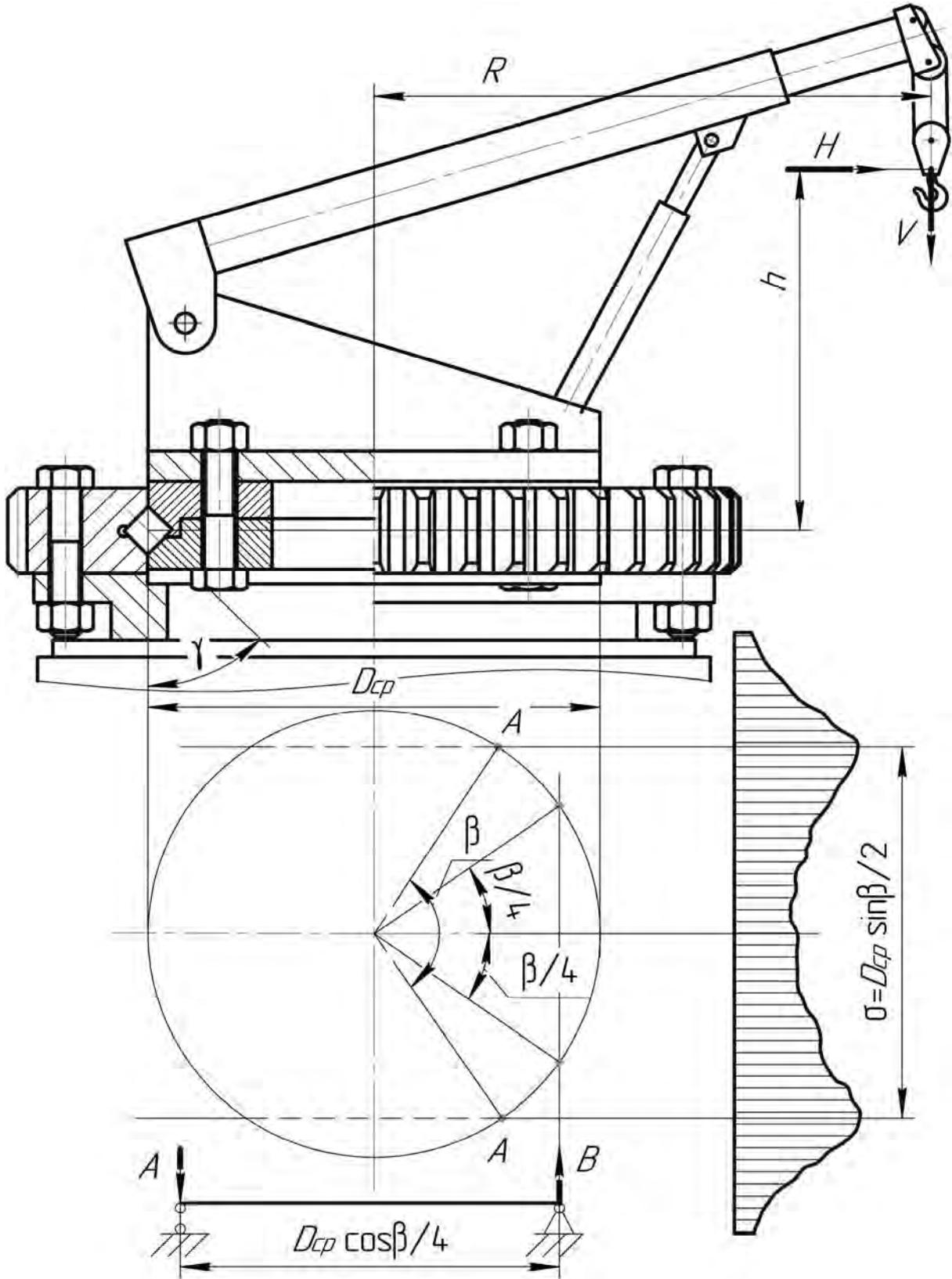


Рисунок 5.9 – Расчетные схемы и развернутая эпюра нагружения ОПУ

Шариковые и роликовые, а также другие аналогичные многокатковые ОПУ представляют собой статически неопределимые системы.

Распределение общего давления между телами качения в ОПУ зависит от жесткости отдельных их элементов. Наибольшую нагрузку воспринимают элементы, находящиеся в данный момент под основными продольными хребтовыми балками неповоротной рамы крана. Примерная эпюра нагрузок на тела качения представлена на рисунке 5.9.

В результате проведенных исследований было установлено, что нагрузка между опорными элементами распределяется по эпюре, подобной эпюре реакции упругого основания на балку, нагруженную сосредоточенными силами в точках, соответствующих местам соприкосновения опорного круга с продольными и поперечными балками рамы крана. Причем основная часть нагрузки воспринимается элементами, расположенными между продольными балками, независимо от того, выходит ли равнодействующая нагрузка за пределы опорного контура ОПУ или нет.

Расчет ОПУ в целом представляет собой специальную задачу, решаемую в зависимости от применяемых материалов, требуемой долговечности и др. Обычно, так же как и для всех подшипников качения, изготовителем приводятся значения допускаемых нагрузок – вертикальных, горизонтальных и моментных – для ОПУ конкретного типоразмера, которыми руководствуются при разработке конструкции крана.

Для приближенного определения нагрузок на тела качения можно при достаточной жесткости опорного круга и передней части рамы рассматривать круг как двухопорную балку с пролетом $D_{cp} \cdot \cos \frac{\beta}{4}$ (см. рисунок 5.9), распределив полученные опорные реакции между всеми элементами, расположенными между продольными балками рамы.

Опорные реакции

$$A = \frac{V}{2} - \frac{V \cdot R + H \cdot h}{D_{cp} \cdot \cos \frac{\beta}{4}}; \quad B = \frac{V}{2} + \frac{V \cdot R + H \cdot h}{D_{cp} \cdot \cos \frac{\beta}{4}}, \quad (5.2)$$

где β – центральный угол, стороны которого проходят через точки A пересечения окружности среднего диаметра опорного круга с продольными балками крана.

При общем числе тел качения в ОПУ m в дуге с углом β их будет

$$m' = \frac{m\beta}{2\pi}. \quad (5.3)$$

Средняя нагрузка на одно тело качения



$$T = \frac{B}{m'} = \frac{2\pi}{m\beta} \left(\frac{M}{D_{cp} \cdot \cos \frac{\beta}{4}} + \frac{V}{2} \right). \quad (5.4)$$

При наиболее часто встречающемся $\beta = 120^\circ = \frac{\pi}{1,5}$

$$T_{120^\circ} = \frac{1}{m} \left(\frac{3,45}{D_{cp}} + 1,5V \right). \quad (5.5)$$

В роликовых и шариковых ОПУ, ввиду того, что опорная реакция роликов или шариков наклонена под углом γ к вертикали, нагрузка на тело качения роликов или шариков будет составлять:

$$T_{m.k.} = \frac{T}{\cos \gamma}. \quad (5.6)$$

Диаметры роликов и шариков определяют на основании теории контактных напряжений. Допускаемые напряжения зависят от твердости и износостойкости беговых дорожек. При выполнении колец из хромистой или марганцовистой стали с поверхностной твердостью 47...55 HRC и стандартных шариков и роликов из шарикоподшипниковой стали допускаемое напряжение для шариков $\delta_{cm}^u \approx 2250$ МПа, для роликов $\delta_{cm}^p \approx 1500$ МПа. При диаметре шарика d_u и диаметре ролика $d_p = l_p$ (диаметр ролика равен его длине) допускаемая нагрузка на тело качения шарик или ролик составит: $T_u = 45d_u^2$; $T_p = 30d_p^2$.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего служат опорно-поворотные устройства?
- 2 Как классифицируются опорно-поворотные устройства по типу тел качения?
- 3 Из чего состоит опорно-поворотное устройство?
- 4 Как классифицируются опорно-поворотные устройства по типу зацепления?
- 5 Каким образом опорно-поворотное устройство приводится в движение?
- 6 При каком вылете стрелы определяется наибольший момент, действующий в опорно-поворотном устройстве?
- 7 Какие силы воспринимает опорно-поворотное устройство?
- 8 Какие устройства включает механизм поворота?
- 9 Для чего нужны болты в опорно-поворотном устройстве?
- 10 С каким весом груза определяется наибольший момент, действующий в опорно-поворотном устройстве?



6 Практическое занятие № 5. Оптимизация параметров строповки длинномерных грузов и прижимных балок грузозахватных устройств

Цель работы: закрепление теоретических и приобретение практических навыков по определению мест строповки длинномерных грузов и оптимизации параметров прижимных балок грузозахватных устройств.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных проводятся расчеты параметров строповки длинномерных грузов и прижимных балок грузозахватных устройств.

Исходные данные: вид и размеры груза, параметры прижимных балок.

Основное требование к грузозахватным устройствам и способам строповки заключается в обеспечении сохранности количества и качества груза. При строповке длинномерных грузов длиной до 25 м и более (рельсы, трубы, прокат и др.) важным моментом является определение мест наложения строп или других захватных элементов по длине груза. При симметричном расположении захватных элементов или строп по длине ближе к середине или краям груза его средняя часть будет подвержена значительному изгибающему моменту от действия собственной силы тяжести. В практике строповки длинномерных грузов отсутствуют обоснованные рекомендации и нормы по расположению захватных элементов по длине груза, что иногда приводит к его излишней деформации и повреждению. В целях уменьшения изгибающего момента, а следовательно, и деформации груза, захватные элементы необходимо накладывать по длине груза симметрично и в точках, обеспечивающих наименьший изгибающий момент от действия собственной силы тяжести.

Аналогичная задача ставится при проектировании грузозахватных устройств, принцип действия которых основан на зажатии груза двумя прижимными балками посредством двух или трех пар рычагов, расположенных симметрично по длине груза. Для обеспечения надежного захвата штучного груза, особенно пакета, состоящего из отдельных штучных грузов (пакеты силикатного кирпича, газосиликатных блоков, строительного камня и др.), необходимо обеспечить более равномерное сжатие всех рядов по длине прижимных балок. При расположении рычагов ближе к краям прижимных балок сила сжатия средних рядов будет меньше, чем крайних, из-за деформации средних участков прижимных балок, а при расположении рычагов ближе к середине балок – наоборот. Следовательно, для уменьшения деформации прижимных балок, а также обеспечения более равномерного сжатия всех рядов необходимо устанавливать рычаги по длине прижимных балок симметрично и в точках, обеспечивающих наименьший изгибающий момент от действия распределенной нагрузки со стороны захватываемого пакета.

Расчет параметров строповки груза. Рассматривая длинномерный груз, подвешенный на паре строп, или прижимные балки с двумя парами рычагов как балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой и опирающуюся

на две опоры (рисунок 6.1, *a*), расположенные симметрично по ее длине, имеем

$$M_1 = \frac{l-x}{2} q \cdot \frac{l-x}{4} = \frac{q}{8} (l^2 - 2lx + x^2); \quad (6.1)$$

$$M_2 = \frac{l}{2} q \cdot \frac{l}{4} = \frac{ql}{2} \cdot \frac{x}{2} = \frac{q}{8} (l^2 - 2lx), \quad (6.2)$$

где q – равномерно распределенная нагрузка.

Для длинномерных грузов

$$q = P_{п.м.}, \quad (6.3)$$

где $P_{п.м.}$ – сила тяжести 1 п. м груза.

Для прижимных балок

$$q = \frac{P_c}{l}, \quad (6.4)$$

где P_c – фактическая сила сжатия пакета при его захвате.

Анализируя эпюру моментов (см. рисунок 6.1, *a*), можно сделать вывод, что M_1 уменьшается при увеличении x , а M_2 увеличивается и наоборот. Следовательно, возможно наименьшее значение моментов M_1 и M_2 обеспечивается при равенстве их абсолютных значений. Так как эти моменты имеют противоположные знаки, то можно записать

$$M_1 + M_2 = 0;$$

$$\frac{q}{8} (l^2 - 2lx + x^2) + \frac{q}{8} (l^2 - 2lx) = x^2 - 4lx + 2l^2 = 0. \quad (6.5)$$

Откуда

$$x = l(2 - \sqrt{2}) \approx 0,5858l, \quad (6.6)$$

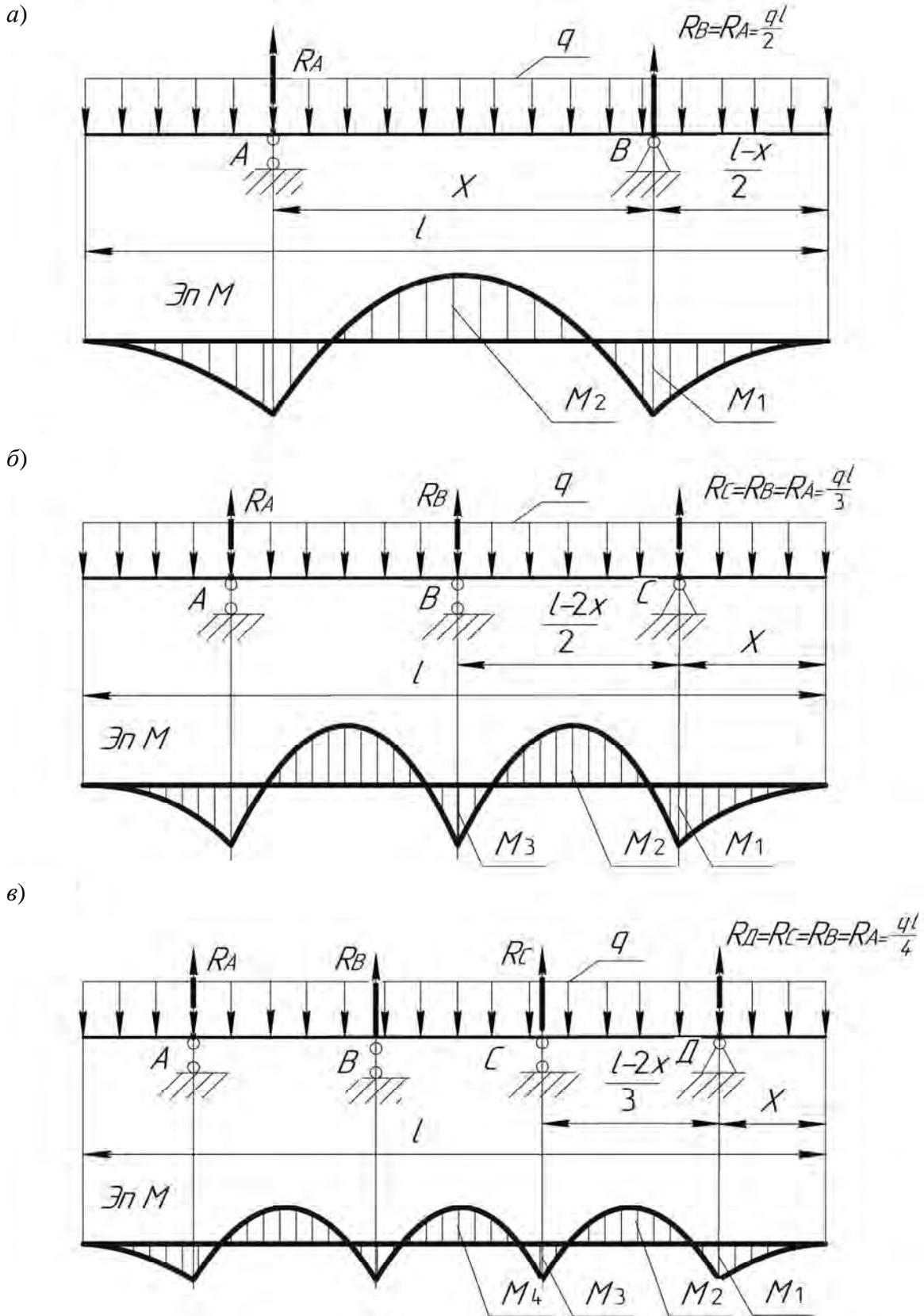
или длина консоли

$$\frac{l-x}{2} = \frac{l-l(2-\sqrt{2})}{2} = \frac{\sqrt{2}-1}{2} l \approx 0,2071l. \quad (6.7)$$

При расположении строп по концам длинномерного груза или в его средней части, а также рычагов по длине прижимных балок наибольший изгибающий момент

$$\frac{ql^2}{8} = 0,125l^2. \quad (6.8)$$





а – при строповке длиномерного груза в двух точках или для прижимных балок с двумя парами рычагов; б – то же в трех точках или с тремя парами рычагов; в – то же в четырех точках или с четырьмя парами рычагов

Рисунок 6.1 – Расчетные схемы по определению мест строповки длиномерных грузов и расположению рычагов на прижимных балках грузозахватных устройств

При симметричном расположении строп или рычагов на расстоянии $2(2 - \sqrt{2})$ наибольший изгибающий момент

$$\left(\frac{\sqrt{2}-1}{2}\right)^2 \cdot \frac{l^2}{2} q \approx 0,0214ql^2, \quad (6.9)$$

или почти в 6 раз меньше, чем в первом случае.

На рисунке 6.1, б представлена схема для определения мест наложения трех строп на длинномерный груз, а также трех пар рычагов на прижимные балки по условию обеспечения минимального изгибающего момента. Согласно рисунку 6.1, б имеем

$$M_1 = \frac{x^2}{2} q; \quad (6.10)$$

$$M_2 = \frac{q(x + \frac{l-2x}{4})^2}{2} - \frac{ql}{3} \cdot \frac{l-2x}{4} = q\left(\frac{x^2}{8} + \frac{7}{24}lx - \frac{5}{96}l^2\right); \quad (6.11)$$

$$M_3 = \frac{q(x + \frac{l-2x}{2})^2}{2} - \frac{ql}{3} \cdot \frac{l-2x}{2} = q\left(\frac{lx}{3} - \frac{l^2}{24}\right). \quad (6.12)$$

Анализируя графическую зависимость этих изгибающих моментов (рисунок 6.2, а), можно сделать вывод, что оптимальная длина консоли X по условию обеспечения наименьшего изгибающего момента находится в пределах $0,13l \dots 0,14l$. В этой зоне максимальные значения имеют изгибающие моменты M_1 и M_2 с противоположными знаками.

Следовательно, оптимальное значение длины консоли x можно определить из условия

$$M_1 + M_2 = 0; \quad (6.13)$$

$$q\left(\frac{x^2}{2} + \frac{x^2}{8} + \frac{7}{24}lx - \frac{5}{96}l^2\right) = 0. \quad (6.14)$$

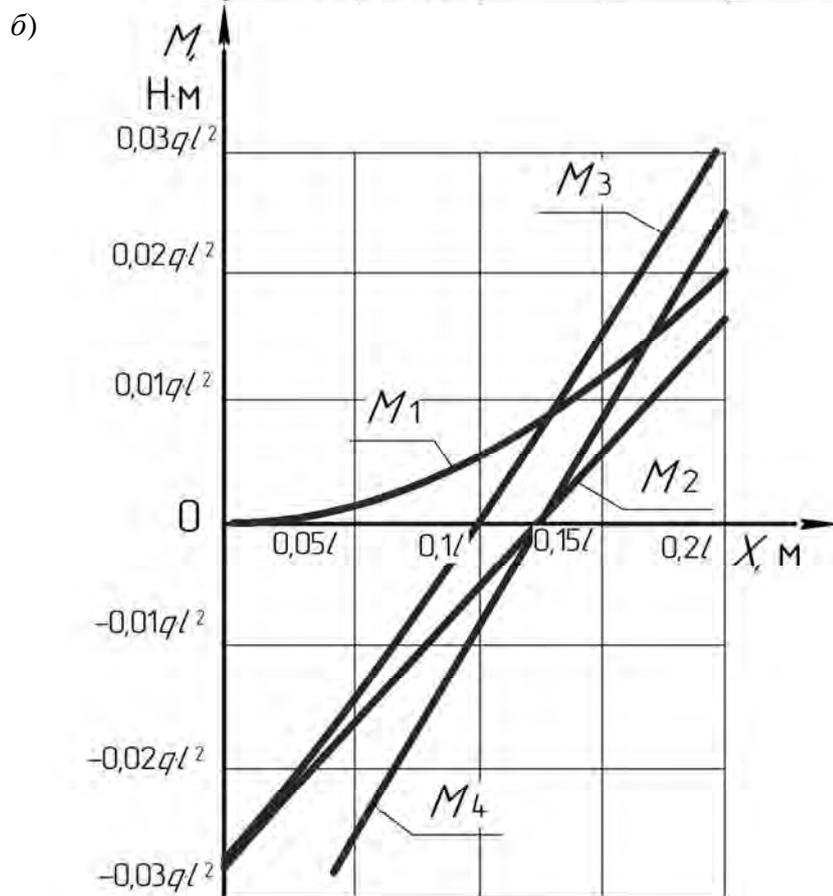
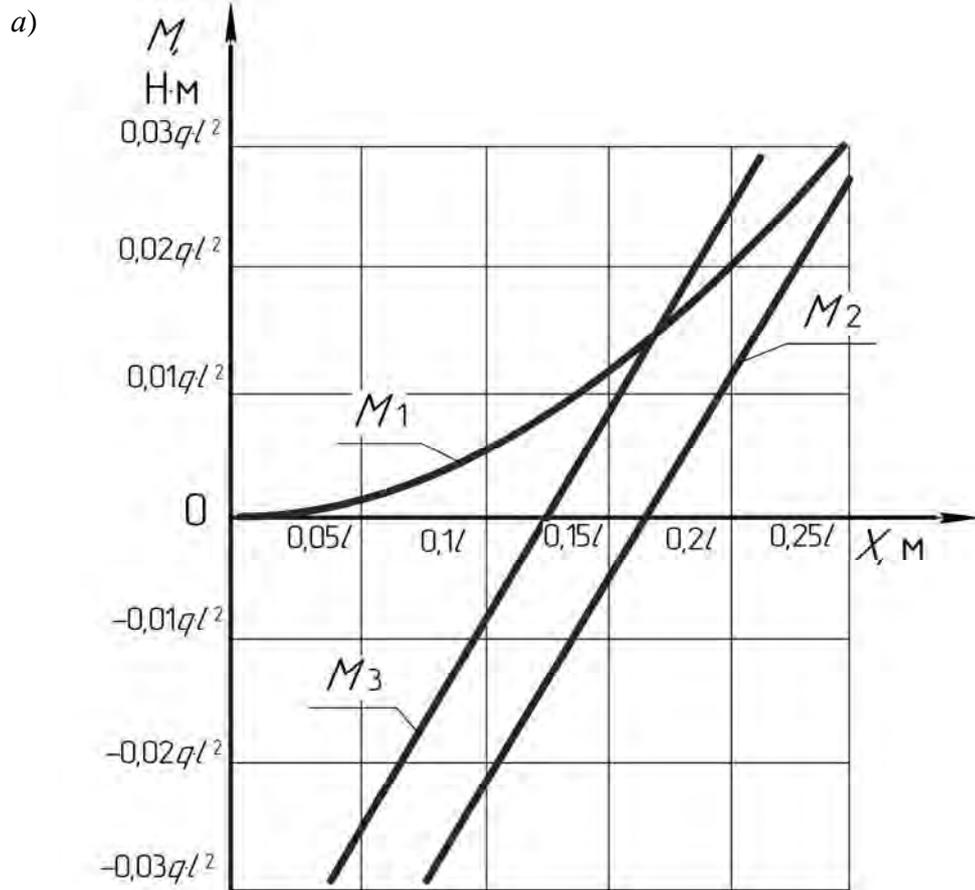
После соответствующих преобразований и сокращения на q получим

$$x^2 + \frac{7}{15}lx - \frac{1}{12}l^2 = 0. \quad (6.15)$$

Откуда

$$x = \frac{7}{30}l + \sqrt{\frac{124}{900}}l^2 \approx 0,13785l. \quad (6.16)$$





a – для трехпропорной балки; b – для четырехпропорной балки

Рисунок 6.2 – Зависимость изгибающих моментов от длины консоли

Аналогично на основании рисунков 6.1, б, в можно определить оптимальную длину консоли при симметричном наложении четырех строп на длинномерный груз, а также четырех пар рычагов на прижимные балки.

$$M_1 = \frac{x^2}{2}; \quad (6.17)$$

$$M_2 = \frac{q \left(x + \frac{l-2x}{6} \right)^2}{2} - \frac{ql}{4} \frac{l-2x}{6} = q \left(\frac{2}{9} x^2 + \frac{7}{36} lx - \frac{l^2}{36} \right); \quad (6.18)$$

$$M_3 = \frac{q \left(x + \frac{l-2x}{3} \right)^2}{2} - \frac{ql}{4} \frac{l-2x}{3} = q \left(\frac{x^2}{18} + \frac{5}{18} lx - \frac{l^2}{36} \right); \quad (6.19)$$

$$M_4 = \frac{q \left(x + \frac{l-2x}{3} + \frac{l-2x}{6} \right)^2}{2} - \frac{ql}{4} \left(\frac{l-2x}{3} + \frac{l-2x}{6} \right) - \frac{ql}{4} \frac{l-2x}{6} = q \left(\frac{lx}{3} - \frac{l^2}{24} \right). \quad (6.20)$$

Исходя из рисунка 6.2, б,

$$M_1 + M_4 = 0; \quad (6.21)$$

$$q \left(\frac{x^2}{2} + \frac{lx}{3} - \frac{l^2}{24} \right) = 0. \quad (6.22)$$

Откуда

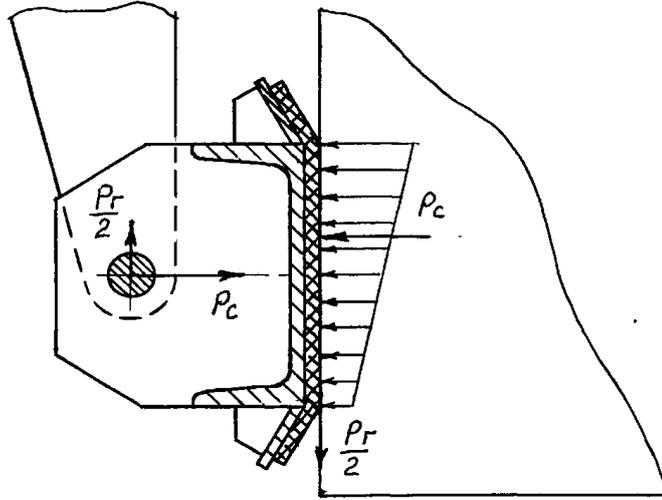
$$x = \frac{\sqrt{7}-2}{6} l \approx 0,1076 l^2. \quad (6.23)$$

При проектировании грузозахватных устройств, принцип действия которых основан на зажатии груза двумя прижимными балками, необходимо правильно установить положение горизонтальной оси шарнира по отношению к оси балки. При симметричном расположении оси шарнира по отношению к прижимной балке (рисунок 6.3, а) последняя стремится под действием силы тяжести груза повернуться по часовой стрелке. Это приводит к увеличению контактных напряжений между грузом и балкой в ее верхней части и снижению данных напряжений в нижней части балки. В большинстве случаев величина этих контактных напряжений ограничена по условию обеспечения сохранности груза. Следовательно, для уменьшения контактных напряжений при прочих

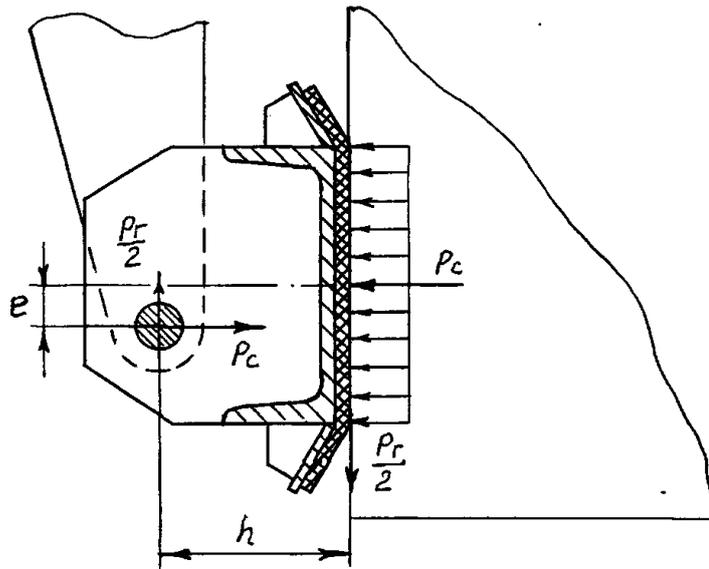


равных условиях необходимо ось шарнира сместить вниз по отношению к горизонтальной оси симметрии прижимной балки (рисунок 6.3, б).

а)



б)



а – с симметричным расположением оси шарнира по отношению к прижимной балке;
б – со смещением вниз оси шарнира по отношению к горизонтальной оси симметрии прижимной балки

Рисунок 6.3 – Схемы крепления рычагов к прижимным балкам грузозахватных устройств

Величина смещения оси шарнира e определяется из условия равновесия прижимной балки, т. е. равенства нулю моментов всех сил, действующих на балку, относительно оси шарнира, т.е.

$$\sum M_{оси} = \frac{P_r}{2} \cdot h - P_c e = 0. \quad (6.24)$$

Откуда

$$e = \frac{P_{\sigma} \cdot h}{2P_c}. \quad (6.25)$$

Контрольные вопросы

- 1 Перечислите основные требования, предъявляемые к грузозахватным устройствам.
- 2 Чем обусловлена необходимость смещения оси шарнира вниз по отношению к горизонтальной оси симметрии прижимной балки?
- 3 Что можно отнести к конструктивным недостаткам грузозахватных устройств для газосиликатных блоков?
- 4 Какие грузы перемещаются с помощью прижимных балок?
- 5 Каким образом необходимо осуществлять строповку длинномерных грузов?
- 6 Перечислите основные требования, предъявляемые к строповке длинномерных грузов.
- 7 От чего зависит момент сопротивления крана повороту?
- 8 Как изменяются изгибающие моменты с изменением длины консоли?
- 9 Как определить оптимальную длину консоли?
- 10 Каким образом можно уменьшить деформации прижимных балок?

7 Практическое занятие № 6. Расчет необходимого и фактического усилия сжатия при работе грузозахватных устройств для строительных материалов

Цель работы: приобретение умений и навыков определения усилия сжатия при работе грузозахватных устройств для строительных материалов.

Порядок выполнения работы. После получения исходных данных проводится расчет усилия сжатия грузозахватного устройства в представленной далее последовательности. Для выбора типоразмера сборочных единиц необходимо использовать справочную литературу.

Исходные данные (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): тип и вес груза G , H .

Клещевые захваты относятся к специализированным захватам, служащим для захвата штучных грузов, имеют рычажную систему в виде ножниц (рисунок 7.1) и удерживают груз силами трения, возникающими между захватом и грузом. При расчете клещевых захватов (см. рисунок 7.1, в) исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего должно выполняться условие

$$2F_{тр} > G \quad (7.1)$$



ИЛИ

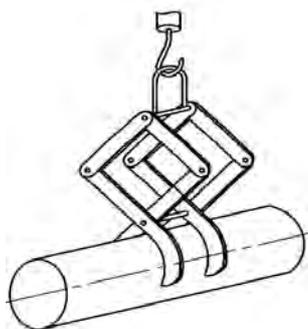
$$2F_{mp} = kG, \quad (7.2)$$

где F_{mp} – сила трения между упорами и грузом, Н;

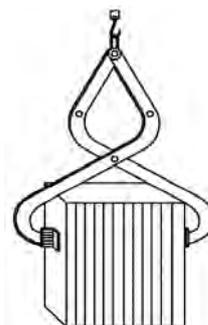
G – вес груза, Н;

k – коэффициент запаса неподвижности, который зависит от режима работы механизма и для практических расчетов принимается равным 1,25...1,50.

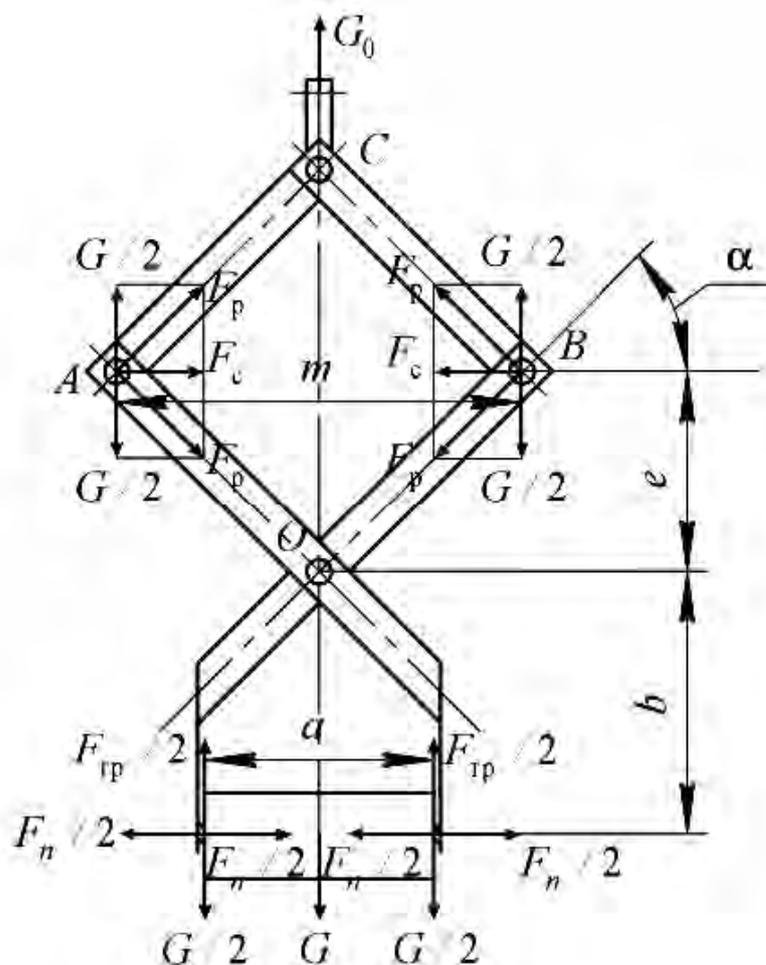
а)



б)



в)



a – для цилиндрических заготовок; b – набора плит; v – схема сил в рычагах клещевого захвата

Рисунок 7.1 – Клещевые захваты

Силу трения можно записать в следующем виде:

$$F_{mp} = f F_n, \quad (7.3)$$

где f – коэффициент трения между упорами клещей и грузом, принимаемый по таблице 7.1;

F_n – нормальная сила, действующая упорами клещей на груз, Н.

Преобразовывая уравнения, можно получить

$$F_n = \frac{kG}{2f}. \quad (7.4)$$

Рассмотрим действие сил на груз и захват. Проанализировав действие сил в шарнирах A и B (см. рисунок 7.1, $в$), можно увидеть, что возникает неуравновешенная сила F_c , которая стремится сложить захват даже от собственного веса захвата и тем самым создать первоначальную силу трения между упором захвата и грузом.

Таблица 7.1 – Коэффициенты трения

Груз	Поверхность упоров захвата	
	гладкая	рифленая
Сталь	0,12...0,15	0,3...0,4
Камень	0,2...0,25	0,4...0,5
Дерево	0,3...0,35	0,6...0,8

Силу F_c можно определить по формуле

$$F_c = \frac{G}{2\operatorname{tg}\alpha}, \quad (7.5)$$

где α – угол наклона рычагов к горизонтали, град.

Поскольку захват симметричный, то достаточно рассмотреть действие сил на один рычаг захвата. Составив сумму моментов всех сил, действующих относительно точки O , можно получить

$$F_n = \frac{G}{2b} \left(\frac{a}{2} - \frac{m}{2} + \frac{e}{\operatorname{tg}\alpha} \right), \quad (7.6)$$

где a , b , m , e – геометрические параметры захвата (см. рисунок 7.1, $в$).

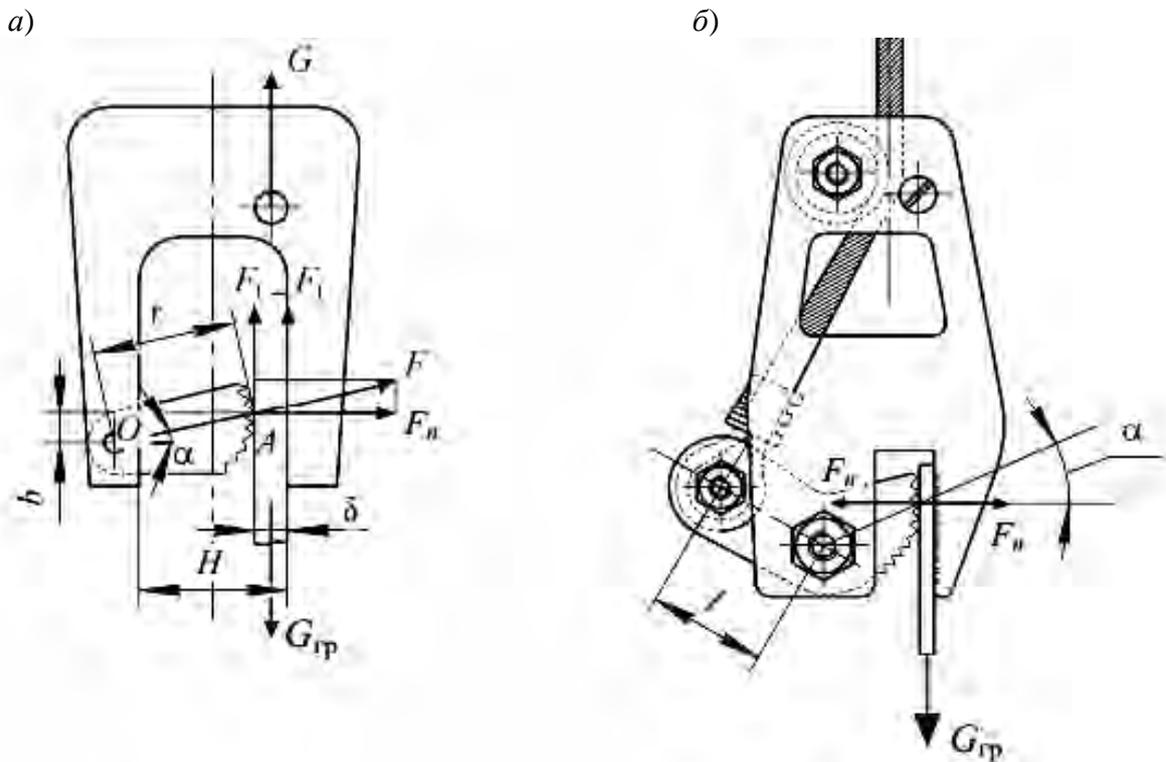
Из формулы (7.6) видно, что увеличение угла α приводит к снижению прижимной силы F_n , увеличение параметров a , m , e и уменьшение b – к ее возрастанию.

Эксцентрикковые захваты листовых материалов подвешиваются к крюку крана. Груз удерживается силами трения между эксцентриками и грузом, гру-



зом и скобой. Конструктивной особенностью захватов является то, что центр радиуса дуги эксцентрика находится выше центра вращения эксцентрика на величину эксцентриситета b , что позволяет при повороте эксцентрика вокруг своей оси вращения увеличивать (при подъеме) или уменьшать (при опускании) зазор между дугой эксцентрика и опорной поверхностью скобы (где зажимается груз). На рисунке 7.2, б представлена схема рычажно-кулачкового эксцентрикового захвата повышенной надежности, так как сила трения между эксцентриком и листом создается благодаря воздействию гибкого органа на плечо эксцентрика.

В начале подъема под собственным весом гравитационно-затягивающий эксцентрик (рисунок 7.2, а) прижимается к листу в точке A и создает первоначальную силу трения между грузом и эксцентриком. В дальнейшем вес подвешенного груза за счет силы трения увлекает эксцентрик вниз, тем самым прижимает груз к упору рамки захвата и создает достаточную силу трения для удержания груза. Чем больше масса груза, тем больше прижимная сила.



а – гравитационно-затягивающий; б – рычажно-кулачковый

Рисунок 7.2 – Эксцентриковые захваты

Условие удержания груза при его подъеме можно записать в виде

$$G_{гр} > F_1 + F_2, \quad (7.7)$$

или

$$G_{гр} = k(F_1 + F_2), \quad (7.8)$$

где $G_{гр}$ – вес груза, Н;

F_1 – сила трения между эксцентриком и грузом, Н;

F_2 – сила трения между грузом и скобой, Н;

k – коэффициент запаса неподвижности, принимаемый в зависимости от режима работы 1,25...1,50.

Силы трения определяются по следующим формулам:

$$F_1 = F_n f_1; \quad F_2 = F_n f_2, \quad (7.9)$$

где F_n – нормальная сила, Н;

f_1 – коэффициент трения между эксцентриком и грузом;

f_2 – коэффициент трения между грузом и скобой.

Из уравнения моментов относительно оси вращения эксцентрика (точка O) после преобразования получим

$$\operatorname{tg} \alpha = k \left(f_1 + f_2 \left(1 + \frac{\delta}{r \cos \alpha} \right) \right). \quad (7.10)$$

Из выражения (7.10) назначаются соотношения между параметрами эксцентрикового захвата.

Контрольные вопросы

1 Поясните принцип действия клещевого захвата.

2 Для перемещения каких грузов применяются эксцентриковые захваты?

3 Как изменяется прижимная сила эксцентрикового захвата с изменением веса груза?

4 От каких параметров зависит прижимная сила?

5 Отличается ли полученная расчетным путем прижимная сила от фактической?

6 Как влияет поверхность упоров захватов на силу трения, возникающую между упором и грузом?

7 Влияет ли материал, из которого сделан поднимаемый груз, на силу трения, возникающую между упором и грузом?

8 Влияет ли состояние поверхности поднимаемого груза на силу трения, возникающую между упором и грузом?

9 Поясните принцип действия эксцентрикового захвата.

10 Как создается первоначальная сила трения между грузом и эксцентриком?

Список литературы

1 Характеристика материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций : справочник в 2 т. / Под общ. ред. М. М. Гохберга. – Москва : Машиностроение, 1988. – Т. 1. – 536 с. : ил.

2 Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов : справочник в 2 т. / Под общ. ред. М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с. : ил.

3 **Вайнсон, А. А.** Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 536 с. : ил.

4 **Брауде, В. И.** Справочник по кранам / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин. – Москва : Машиностроение, 1988. – Т. 1–2.

5 **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов / М. П. Александров. – Москва : Высшая школа, 1972. – 214 с.

6 Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций / Под ред. М. Л. Александрова и Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1987. – 187 с.

7 **Марон, Ф. Л.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск : Вышэйшая школа, 1977. – 272 с. : ил.

