

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

CURRENT ISSUES OF DESIGN AND CALCULATION OF LIFTING CRANES

В статье излагаются актуальные вопросы, с которыми сталкивается конструктор в процессе нового проектирования лебедок механизмов подъема порталных кранов. Их понимание позволит избежать конструктивных недостатков, проявляющихся в виде нарушения работоспособного состояния машины и придать уверенность проектанту в правильности принятого решения.

This article deals with the urgent issues faced by the designer in the process of new design winches, lifting mechanisms and cranes. Their decision will allow to avoid design flaws, manifested in the form of violations of the operational condition of the machine and strengthen the confidence of the designers a the correctness of the decision.

Ключевые слова: конструкция, механизм, лебедка, передачи, муфты, законы распределения нагрузок, прочность.

Key words: structure, mechanism, failures, gears, laws of distribution of loads.

РЕАЛЬНАЯ ситуация в частных проектно-конструкторских организациях, созданных в перестроечный период (1985–1991), характеризуется, с одной стороны, составом молодых специалистов, не прошедших производственной школы. С другой стороны, в проектной организации по известным причинам, как правило, отсутствует опытный инженерно-технический персонал, принимающий непосредственное участие в разработке проекта. В этих условиях неизбежны конструктивные недостатки в новых проектируемых узлах и отсутствие уверенности в поведении конструкции в заданных условиях работы.

Одним из основных механизмов перегрузочной машины является механизм подъема, обеспечивающий ее работоспособное состояние. У кранов повышенной грузоподъемности (свыше 100 т) механизм представляет собой достаточно сложную конструкцию, состоящую из электродвигателя, передаточных механизмов и грузового барабана с канатами. При невысоких скоростях подъема, а также по компоновочным соображениям в системе передач возможно наличие открытой зубчатой пары, являющейся, как правило, менее надежным узлом.

Рассмотрим лебедку, привод которой содержит открытую зубчатую пару с консольным расположением шестерни и закреплением колеса пары на барабане лебедки.

На рис. 1 показан эскиз конструкции вала консольной шестерни опытного образца лебедки механизма главного подъема крана. Известно, что консольное расположение шестерни особенно неблагоприятно в отношении распределения нагрузок, а именно приводит к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца. Последнее является одной из важнейших причин выхода передач из строя [1]. Именно это обстоятельство и послужило причиной краевых поломок зубьев колеса (рис. 2) открытой пары опытного образца лебедки механизма главного подъема, причем произошло это уже в первый момент работы механизма под полной нагрузкой (рис. 3).

Причина этого явления состоит в том, что при расположении зубчатого венца по одну сторону от опор деформации вала, подшипников люфты в опорах складываются, увеличивая угол

перекося в зацеплении работающей передачи. Для получения работоспособной конструкции в подобной ситуации необходимо обеспечивать высокую жесткость узла. Для этого длину консоли l следует назначать минимальной величины. Обычно при конструировании необходимо выдерживать соотношения: $L/l \geq 2 \dots 2,5$; $d \geq 1,3l$ (заштрихованная зона на рис. 4), где L — расстояние между точками приложения реакций (точка пересечения оси вала с нормальными, проведенными через середины контактных площадок на кольцах подшипника); d — диаметр вала под подшипником качения, расположенным ближе к шестерне; F — консольная нагрузка; N_1, N_2 — нагрузки в опорах [2]. Как видно, в конструкции (рис. 1) ни одно из указанных соотношений не было выполнено, что и послужило причиной поломки зубьев колеса.

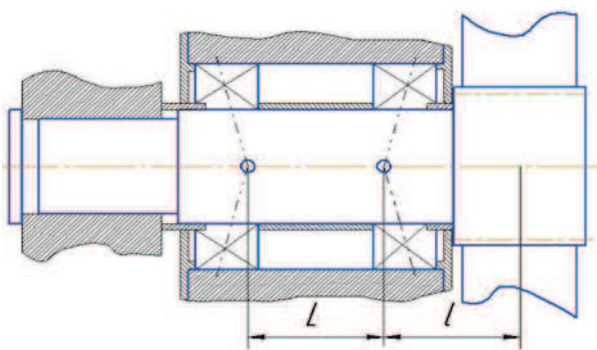


Рис. 1. Нецелесообразная конструкция (эскиз) приводного консольного вала открытой пары



Рис. 2. Фрагмент краевой поломки зуба колеса открытой пары



Рис. 3. Краевые поломки зубьев колеса, вызванные неравномерностью распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

Для устранения отмеченного недостатка рекомендуемые выше соотношения были выдержаны установкой подшипников по схеме «врасяжку» [1]. В новом исполнении конструкция опытного образца лебедки механизма подъема показала свое работоспособное состояние.

В качестве общего правила рекомендуется принимать *расстояние между опорами не меньше удвоенной длины консоли*.

В общем случае, при разработке подобных конструкций следует также назначать малое значение безразмерного коэффициента ширины зубчатого венца, предпочитать шариковым регулируемые роликовые подшипники, люфты в опорах должны быть минимальными, создавать хорошие условия для прирабатываемости открытой пары, компенсирующей неравномерность распределения нагрузки.

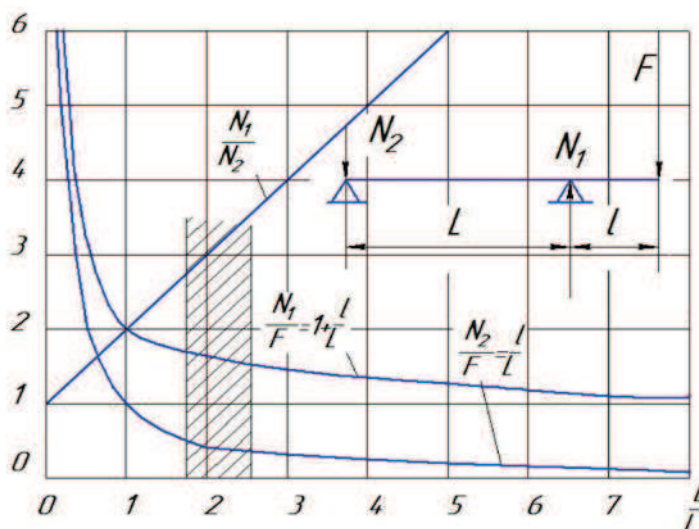


Рис. 4. Нагрузки на опоры консольного вала

Остановимся кратко на способе соединения барабанов с редукторами для случая, когда опоры барабана и редуктора независимы.

В данном случае конструкция соединения должна компенсировать погрешности, которые неизбежны при сборке и в процессе работы лебедки.

Наиболее часто в механизмах подъема применяется схема, в которой тихоходный вал редуктора соединен с канатным барабаном зубчатой муфтой. Один из возможных вариантов этой конструкции представлен на рис. 5. Полумуфта 2 на тихоходном валу 3 редуктора выполнена с внешними зубьями, а полумуфта 1 на канатном барабане — с внутренними зубьями. Шайба 4 предотвращает перекос наружного кольца при монтаже подшипника в отверстие вала редуктора. Такая конструкция компактна, менее чувствительна к расцентровкам, вызываемым деформациями фундамента и сборкой. При эксплуатации ее недостатком является необходимость сдвига барабана вдоль оси для осмотра, хотя и достаточно это производить один раз в год [3, с. 254]. В конструктивно-технологическом плане большую трудоемкость являет собой конструкция тихоходного вала редуктора.

По указанным причинам при новом проектировании стали применять стандартную цилиндрическую муфту типа ТСВ фирмы “JAURE” (рис. 6). Ее характеризует высокая надежность, за счет использования высококачественных материалов, и высокая компенсирующая способность. Для обеспечения компенсирующей возможности рабочие поверхности ступицы 1 и втулки 2 выполнены в виде гнезд, в которые установлены бочкообразные ролики 5.

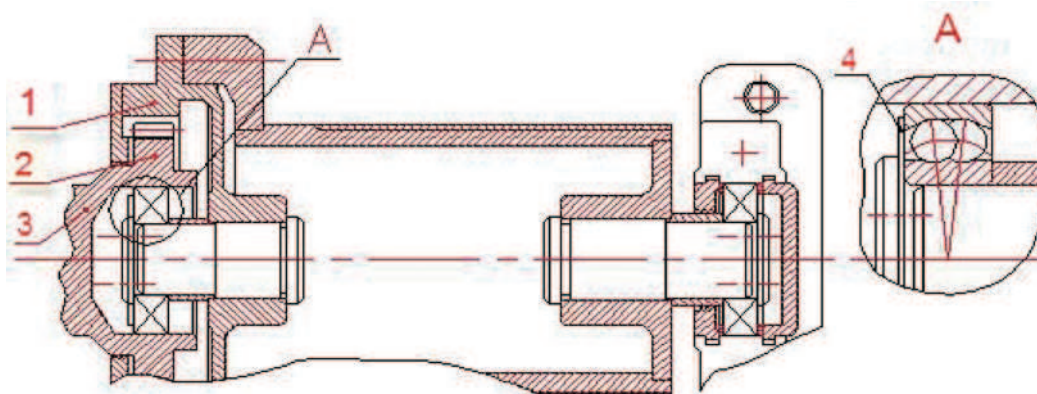


Рис. 5. Конструкция соединения редуктора с барабаном при помощи зубчатой муфты со встроенной опорой в вал редуктора

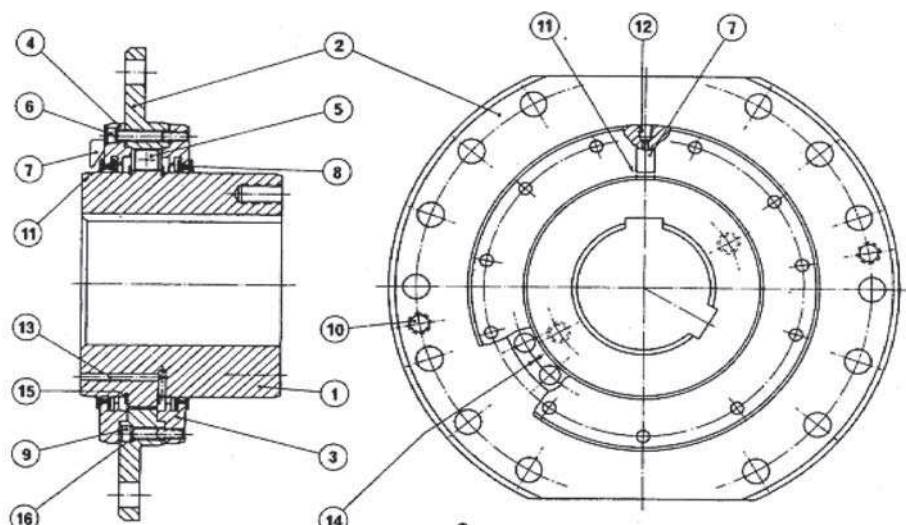


Рис. 6. Конструкция стандартной цилиндрической муфты типа TCB фирмы "JAURE".

- 1 — ступица; 2 — втулка; 3 — внутренняя крышка; 4 — наружная крышка; 5 — цилиндр; 6, 9 — винт;
7 — индикатор износа; 8 — уплотнение; 10 — резьбовые отверстия для разборки;
11 — канавки предельного износа; 12 — соединение для смазки;
13 — отверстие для выпуска избыточной смазки; 14 — исходное положение для сборки;
15 — направляющие кольца цилиндра; 16 — шайба Гровера

В отечественной литературе упоминание об этой муфте приведено в работе [4]. В настоящее время появилась возможность ее практического использования. Муфты TCB поставляются полностью в сборе. На рис. 7 показан фрагмент установки барабана на валу редуктора при помощи муфты типа TCB.

Сборка муфты 1 на трансмиссионном валу возможна как посредством шпоночных канавок (см. рис. 7), так и соединением в натяг, без шпоночных канавок. При этом температура нагрева не должна превышать 200–250 °С. Кольцо 2 формирует место для установки крепежных винтов между торцом крышки муфты и корпусом редуктора. Торцовая шайба 3 фиксирует муфту от осевого перемещения (сползания). Муфта позволяет сравнительно легко проводить осевое и угловое выравнивание барабана с помощью измерений линейкой, установив линейку в четырех точках. Разница между максимальным и минимальным расстоянием между торцом барабана и торцом муфты должна быть меньше 0,5 мм при длине барабана менее метра и больше 0,8 мм при длине барабана более 1 м.

К вопросу напряженно-деформированного состояния (НДС) стенки барабана.

Во многих случаях для обеспечения устойчивости стенки 7 канатного барабана применяют подкрепляющие элементы — кольца или продольные ребра жесткости. В качестве примера можно привести конструкцию барабана монтажного portalного крана г/п 125 т с колесом открытой пары 6 (рис. 8). В конструкции уста-

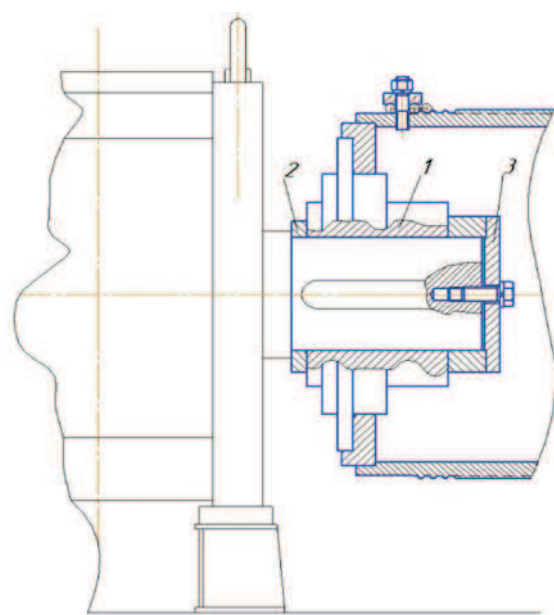


Рис. 7. Соединение барабана с редуктором с помощью цилиндрической муфты типа TCB

новлены два кольца (диафрагмы) жесткости *1* по центру барабана. Для крепления полуосей *2* опорного узла барабана рядом с лобовинами установлены диски *3*. Крепление усилено радиальными ребрами *4* (см. также пунктирные линии на виде справа). Обеспечивая устойчивость конструкции, кольца жесткости одновременно являются источником концентрации напряжений в зоне их соединения сваркой с цилиндрической обечайкой барабана, вызывая достаточно высокие местные напряжения изгиба. Последние могут служить причиной возникновения и развития усталостных трещин.

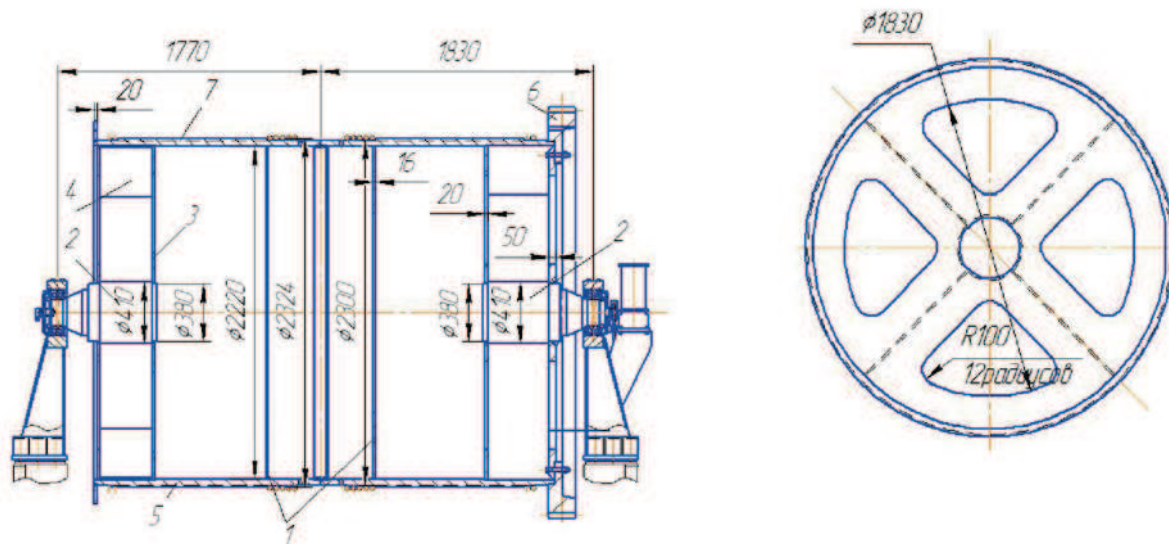


Рис. 8. Конструкция барабана монтажного крана

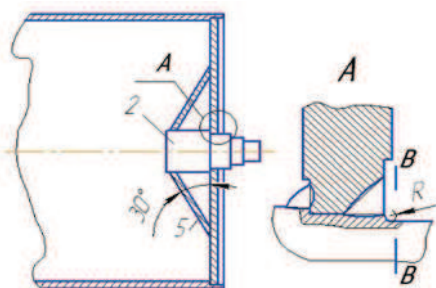


Рис. 9. Конструкции сварного опорного узла барабана с конической диафрагмой (диском)

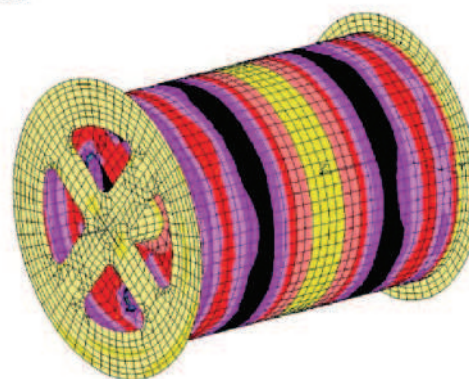
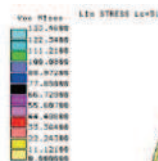
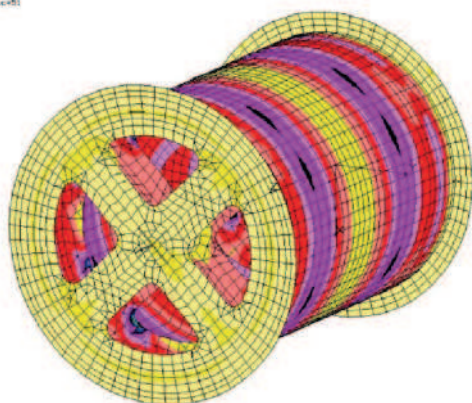
В связи с этим были исследованы четыре конструкции барабана. *Первая конструкция* представлена на рис. 8. *Вторая конструкция* отличается от первой конструкции только отсутствием колец жесткости *1*. *Третья конструкция*, как и первая, сделана с двумя кольцами жесткости *1*, но крепление полуосей *2* опорного узла барабана выполнено с применением конической диафрагмы *5* (рис. 9). *Четвертая конструкция* выполнена без колец жесткости с конической диафрагмой для обеих полуосей опор барабана. Соединение диска *3* с полуосью *2* осуществляется с помощью сварки с разделкой кромок поверхностей с внешней стороны. Во всех случаях канаты навиты по всей длине барабана. Расчеты проводились инженером И. А. Потехиным с использованием программного комплекса ANSYS.

На рис. 10 приведено НДС во всех четырех вышеупомянутых конструкциях барабанов: числовые значения нормальных напряжений σ , указанные перед скобками, характеризуют напряжения в стенках барабана, а в скобках приведены максимальные напряжения. В первой (рис. 10, а) и второй (рис. 10, б) конструкциях максимальные напряжения, равные соответственно 135 и 123 МПа, имеют место в зоне соединения сваркой колец жесткости *1* с цилиндрической обечайкой барабана *7*, против значений соответственно 56 и 61 МПа, имеющих место в стенках барабана. Это лишний раз подтверждает, известный вывод [см., например, работы В. В. Нестеренко, Н. Н. Фидровской (УИПА)]: напряжения и деформации резко возрастают в зоне сварных швов около ребер жесткости и могут провоцировать появление трещин. В этих конструкциях нижняя (первая) форма потери устойчивости является местной потерей устойчивости центральных кольцевых диафрагм.

a $s = 56$ (135)

б $s = 61$ (123)

Effective Stress (MPa)



в $s = 68$ (68)

г $s = 68$

Effective Stress (MPa)

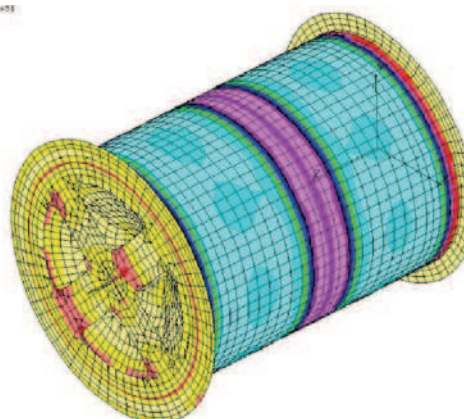
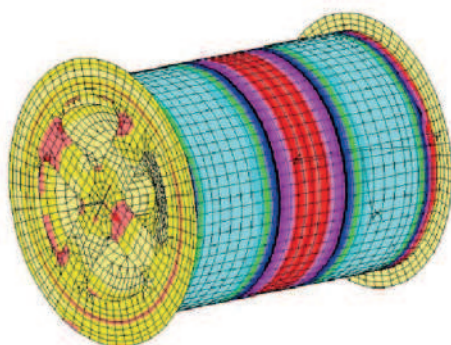


Рис. 10. Напряженно-деформированное состояние, эквивалентные напряжения приведены в МПа

Она не сказывается на общей потере работоспособности конструкций, так как устойчивость теряет только диафрагма. Данная форма потери устойчивости приведена на рис. 11, *а*. Коэффициент запаса по устойчивости составляет 7,2.

В третьей (рис. 10, *в*) и четвертой (рис. 10, *г*) конструкциях с конической диафрагмой 5 максимальные (местные) напряжения имеют в два раза меньшие значения и примерно одинаковы, как при наличии центральных колец жесткости, так и при отсутствии последних. Низшая форма потери устойчивости приведена на рис. 11, *б*. Коэффициент запаса по устойчивости составляет 12,1. Данная форма потери устойчивости может трактоваться как общая потеря устойчивости, определяющая работоспособность конструкции, так как устойчивость теряет обечайка барабана.

а

б

Effective Stress (MPa)

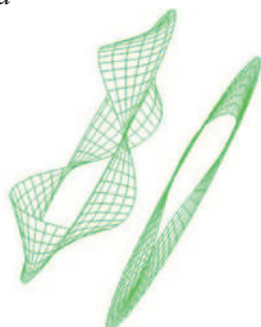


Рис. 11. Формы потери устойчивости различных конструкций барабана

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод о том, что вариант исполнения барабана с коническими диафрагмами и без центральных кольцевых диафрагм (*конструкция 4*) является наилучшим вариантом конструкции. К тому же такой узел имеет конструктивно-технологические преимущества перед узлом на рис. 8.

На рис. 9 для схемы сварного опорного узла барабана, содержащего полуось 2, диафрагму 3, конус 5, показано его наиболее нагруженное сечение — В–В, определяющее несущую способность узла. Так, для таврового сварного соединения с угловыми швами (без разделки кромок) без механической обработки швов величина предельного амплитудного напряжения согласно РД-50-551-85 равна 26 МПа. В случае таврового соединения с разделкой кромок и полным проваром величина предельного амплитудного напряжения равна 57,5 МПа (см. также [5]). Для повышения надежности подобного узла в условиях интенсивного циклического нагружения рекомендуется применять механическую обработку сварного соединения (см. сечение В–В на рис. 9), что подтверждено результатами испытаний пяти моделей узлов при различных уровнях нагрузки [6, с. 31–32].

О нагрузках в расчете механизма подъема крана.

Традиционно расчет деталей механизма подъема производят на следующие сочетания нагрузок [4].

1-й расчетный случай: расчет по нормальным нагрузкам рабочего состояния. Это работа с грузами, массы которых соответствуют технологическому процессу, при плавных пусках и торможениях механизма. Детали вращения, испытывающие циклические напряжения, рассчитывают на выносливость; подшипники качения — на долговечность.

2-й расчетный случай: расчет по максимальным нагрузкам рабочего состояния, которые могут возникать при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации крана с номинальным грузом при резких пусках и торможениях механизма. По этим максимальным нагрузкам производится проверка деталей на статическую прочность.

Максимальная нагрузка (*2-й расчетный случай*), возникающая в механизме подъема при подхвате груза, определяется в общем случае коэффициентом $k_{дин}$, учитывающим скорость подъема груза и род привода [4, табл. 2.4]:

$$S_{max} = (1 + k_{дин})G_H \quad (1)$$

где G_H — суммарный вес номинального груза и грузозахватного устройства.

Расчет на выносливость (*1-й расчетный случай*) в краностроительной практике обычно производится по эквивалентным нагрузкам и представляет собой расчет на ограниченную долговечность. Эквивалентная нагрузка F_E в расчете на выносливость:

$$F_E = k_d S_{max} \quad (2)$$

где k_d — коэффициент долговечности, определяемый следующим образом:

$$k_d = k_G k_T,$$

где k_G — коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени $k_G \approx 0,8$ — в расчете на изгиб; $k_G \approx 0,65$ — при расчете на контактную прочность; k_T — коэффициент, учитывающий срок службы детали [4, табл. 2.1]. Определение числа подъемов груза в течение часа и расчетного числа циклов, учитываемых в расчете на выносливость, производят на основе рассмотрения цикла соответствующего технологического процесса.

Расчет узлов по нагрузочным диаграммам более обоснован, чем расчет по расчетным сочетаниям нагрузок, однако сохраняет элементы субъективизма в связи с осреднением условий работы и самих нагрузок. Более достоверным является вероятностный подход к определению нагрузок, для чего необходимо знание закона распределения нагрузки. Законы распределения эксплуатационных нагрузок применительно к механизмам подъема грейферных порталных кранов были получены и обобщены кафедрой ПТМ ЛИВТа в результате многочисленных натурных испытаний в речных и морских портах. Усилия в грузовых канатах определялись с помощью тарированных

датчиков омического сопротивления. Результаты статистического исследования суммарных усилий в грузовых канатах кранов при работе грейфером приведены на рис. 12 [7, с. 110–116].

Установлено, что распределение суммарных усилий близко к усеченному нормальному закону с двумя параметрами в относительных единицах. Это математическое ожидание $m(S/G_H)$ и среднее квадратическое отклонение $s(s_s/G_H)$. Кривая 1 показывает распределение нагрузок при работе с каменным углем 10-тонного портального крана по варианту вагон–склад ($m = 0,44$; $s = 0,35$). Кривая 2 показывает распределение нагрузок при работе с углем 10-тонного портального крана по варианту склад–судно ($m = 0,54$; $s = 0,25$). Кривая 3 показывает распределение нагрузок при работе со щебнем 10-тонного портального крана по варианту судно–склад ($m = 0,44$; $s = 0,24$). Кривая 4 показывает распределение нагрузок при работе с серым колчеданом 16-тонного портального крана по варианту склад–склад ($m = 0,60$; $s = 0,25$).

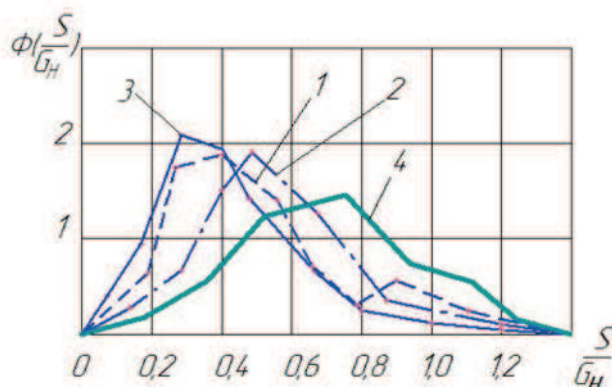


Рис. 12. Графики плотностей вероятностей отношений суммарных усилий S в грузовых канатах к номинальной силе тяжести G_H

В усредненном виде закон нагружения можно описать уравнением

$$\Phi\left(\frac{S}{G_H}\right) = \frac{3,2}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\frac{S}{G_H} - 0,44}{0,35}\right)^2\right]. \quad (3)$$

Дальнейшие расчеты надежности и долговечности элементов механизма подъема следует производить согласно методике, изложенной в работе [8, с. 30–34].

Список литературы

1. Кудрявцев В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: справ. пособие / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. — Л.: Машиностроение, 1971. — 328 с.
2. Орлов П. И. Основы конструирования / П. И. Орлов. — М.: Машиностроение, 1968. — 568 с.
3. Справочник по кранам / под ред. А. И. Дукельского. — М.; Л.: Машиностроение, 1973. — Т. 2. — 504 с.
4. Шабашов А. П. Мостовые краны общего назначения / А. П. Шабашов, А. Г. Лысяков. — М.: Машиностроение, 1980. — 304 с.
5. Детали машин: учебник для вузов / под ред. О. А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 544 с.
6. Несущая способность сварного опорного узла канатных барабанов / М. М. Попов, А. А. Ко-

вин, С. А. Соколов [и др.] // Промышленный транспорт. — 1988. — № 1.

7. Брауде В. И. Нагрузки порталных кранов / В. И. Брауде, Н. В. Звягинцев, Ю. В. Силиков // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1969. — Вып. 123.

8. Андрианов Е. Н. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1984.

УДК 629.12,697.9

С. Н. Безпальчук,
инженер,
ФГБОУ ВПО «СПбГПУ»;

К. А. Васильев,
аспирант,
ФГБОУ ВПО «СПбГАСУ»

А. К. Наумова,
заведующий сектором Учебного отдела,
ФГБОУ ВПО «СПбГПУ»

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМЫ СУДОВОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

THE USE OF POLYMER COMPOSITE MATERIALS FOR FABRICATION OF PIPING SYSTEMS OF SHIP VENTILATION

В статье рассмотрены вопросы использования полимерных композиционных материалов при изготовлении арматуры судовой вентиляции. Приведены разные конструкции трубопроводов и особенности технологии производства изделий из композиционных материалов.

In the article the questions of the use of polymeric composite materials in the manufacture of armature ship ventilation. There are a variety pipe work design and technological features of manufacture of goods from composite materials.

Ключевые слова: полимерный композиционный материал, реактопласт, матрица, наномодификатор, конструкция воздуховода, футеровка термопластом.

Key words: polymeric composite material, thermosetting, matrix, modifier necessary, the design of the ventilation duct liner thermoplastic.

ПРИ проектировании современных судов уделяют большое внимание системам мощной и развитой вентиляции. На судах различного назначения применяют разные системы вентиляции [1–5]. При этом в практике судостроения наметились следующие тенденции: для судов малого водоизмещения с энергетическими установками небольшой мощности пригодны низкоскоростные системы, для судов большого водоизмещения (свыше 5000 т) — среднескоростные системы, а в последнее время — высокоскоростные централизованные вытяжные системы. На судах может насчитываться до нескольких десятков километров трубопроводов вентиляционных систем разного профиля и назначения. Разветвленная сеть воздухопроводов с большим количеством арматуры и вентиляторов существенно усложняет эксплуатацию системы и ее общую