

**АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МЕТОДИКИ
РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ПРОУШИН ШАРНИРНЫХ УЗЛОВ
ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ**

**TOPICAL QUESTIONS OF METHODOLOGY FOR CALCULATION
OF EYES STRENGTH OF HINGED UNITS FOR GANTRY CRANES**

В статье для проушин шарнирных узлов порталных кранов предлагается расчетная методика, в которой при определении максимальных напряжений в проушине учитывается протяженность контактной зоны.

In an article for the eyes hinge units gantry cranes offers a computational technique, in which, when determining the maximum stresses in the eye, takes account of the length of the surface area.

Ключевые слова: проушина, шарнирное соединение, напряжения.

Key words: eye ring, articulated joint, stress.



ШАРНИРНЫЕ соединения отдельных частей металлических конструкций кранов относятся к наиболее ответственным и высоконагруженным силовым элементам конструкций.

Для различных шарнирных узлов порталных кранов, как и для узлов других машин, характерна различная подвижность сопрягаемых деталей. Подвижное соединение характеризуется наличием взаимных перемещений сопрягаемых деталей при действии расчетной нагрузки, например шарниры стреловых систем. Кроме подвижных соединений, имеют место также малоподвижные или условно неподвижные и неподвижные шарнирные узлы. Сопряженные детали малоподвижных соединений совершают весьма малые относительные перемещения (крепления оттяжек, балансиров, шарнирные связи элементов конструкций).

Использование в подобных конструкциях цилиндрического подшипника скольжения или осуществление соединения на осях дает существенно меньшие габаритные размеры и достаточно большую грузоподъемность.

В силу указанных обстоятельств данные соединения получили широкое распространение в крановой технике.

С учетом сказанного, а также отмечая значительное разнообразие форм проушин и сопряжений оси с проушиной и сложившиеся в определенных отраслях техники традиции, установились разные подходы к расчету прочности проушин шарнирных соединений на осях. Тем не менее общепринятой и сколько-нибудь убедительной методики расчета проушин металлоконструкций порталных кранов не имеется.

В статье на основе анализа существующих подходов к оценке прочности шарнирных соединений с учетом результатов исследования [1, с. 124–129], а также учитывая опыт проектирования и эксплуатации малоподвижных соединений, накопленный в ООО «Ленподъемтрансмаш», даются предложения по методике расчета прочности проушин шарнирных узлов порталных кранов.

В авиационной промышленности оценка прочности проушин типовых форм производится по отношению к пределу прочности с учетом коэффициента концентрации напряжений, причем под последним понимается коэффициент снижения предела прочности, учитывающий концентрацию напряжений вблизи отверстия.

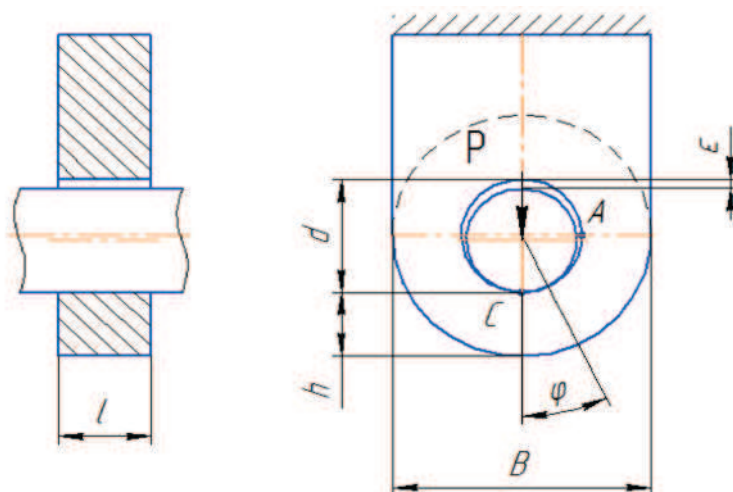


Рис. 1. Расчетная схема

В мостовых кранах большой грузоподъемности [2] конструкции проушин предлагается проверять на растяжение (по номинальным напряжениям) и дополнительно определять напряжения во внутреннем растянутом волокне кривого бруса по методу Бернгарда. При этом уровень допускаемых напряжений в первом и втором расчетах существенно различается.

В обоих изданиях книги «Справочник по кранам» под ред. профессора А. И. Дукельского расчет проушин также предлагается производить по формулам для кривого бруса, основываясь на работах Ф. Блейха. При этом проверяются наибольшие напряжения в растянутой проушине данного шарнира в поперечном сечении (в точке *A*) и в продольном сечении, проходящем через точку *C* (рис. 1). В дальнейшем эти методики в расчетах конструкций проушин порталных кранов распространения не получили.

Экспериментальные исследования проушин до разрушения, выполненные Д. Я. Кулешовым, показали, что прочность проушины возрастает и напряжения в поперечном сечении распределяются более равномерно, если перемычка в продольном сечении имеет большие размеры, чем в поперечном. С учетом этого обстоятельства принимают, в частности в шарнирах стреловых систем, для обеспечения прочности продольного сечения высоту перемычки увеличенной:

$$\frac{2h}{(B-d)} = 1,1, \dots, 1,3 (1,4). \quad (1)$$

В этом случае расчет проушины на прочность производят по максимальным нормальным напряжениям только в поперечном сечении. Для проведения упрощенных инженерных расчетов в практике получила применение методика, определяющая максимальные напряжения через средние (номинальные) в ослабленном сечении, проходящем через отверстие (сечение «нетто»):

$$\sigma_A = k_{\alpha s} \frac{P}{(B-d)l} \leq [\sigma], \quad (2)$$

где $k_{\alpha s}$ — коэффициент концентрации напряжений по отношению к номинальному напряжению и определяющий максимальные окружные напряжения на внутреннем волокне (точка *A*); l — толщина проушины. Достоинство подобной методики состоит в том, что она сохраняет структуру традиционной формулы для проверки прочности проушины на растяжение в указанном сечении. В этом случае накопленные сведения о значениях $k_{\alpha s}$ в различных конструкциях позволяют с незначительными затратами времени осуществлять прикидочные оценки на стадии схемного или эскизного проектирования.

Опубликовано сравнительно большое количество информации, касающееся коэффициента концентрации напряжений. Тем не менее универсальных зависимостей или формул для коэффициента $k_{\alpha s}$ нет.

В литературе наметились два направления к расчету проушин. Характерной особенностью первого направления является использование сведений о концентрации напряжений в элементах с отверстиями без учета протяженности зоны контакта в шарнире. Дело в том, что шарнирные соединения в металлических конструкциях кранов относятся к типу соединений с гарантированным зазором (посадки Н9 (Н8)/f9, e9; Н11/d11) и для них площадка контакта между осью и листами мала. Так для осей крановых металлических конструкций с учетом отмеченных выше посадок характерны малые углы — полуугол φ контакта, по терминологии профессора Ю. Н. Дроздова, согласно работам профессора М. М. Гохберга, составляет $\varphi = 0-20^\circ$. По данным представлениям значения $k_{\alpha s}$ колеблются в пределах от 3,8 до 4,3.

В работе [3] для проушин определенной конструкции предложена простая формула для нахождения коэффициента $k_{\alpha s}$, видимо, полученная путем аппроксимации экспериментальных данных работы [4, с. 278–282]:

$$k_{\alpha s} = 4,5 - 3m^{-1}, \quad (3)$$

со значениями параметра m , лежащими в указанных ниже пределах:

$$m = \frac{B}{d} = 1,43, \dots, 4. \quad (4)$$

Заметим, что в практике конструирования выбор параметра m всегда остается за конструктором и, как правило, назначается с учетом опыта проектирования данного типа шарнирного соединения.

Относительно формулы (3) следует сделать несколько замечаний. Во-первых, в работе [4] обобщенные результаты экспериментов, представленные в виде графиков $k_{\alpha s}$ от параметра m , отнесены к конструкции, в которой высота перемычки h назначена равной значению $0,5(B - d)$. Поэтому благоприятное влияние утолщения перемычки на напряженное состояние, которое, правда, идет в запас прочности, формула не учитывает. Во-вторых, как видно из структуры формулы, она записана вне зависимости от угла 2φ контакта и диаметрального зазора ϵ . С другой стороны, результаты опытов показали зависимость коэффициента концентрации напряжений $k_{\alpha s}$ от закона распределения контактного давления:

$$p = \frac{P}{dl}, \quad (5)$$

по площадке контакта оси с телом проушины. Причем при различных средних контактных давлениях p и при одинаковых параметрах проушины наблюдается существенное различие величин.

Заметим, что если в знаменателе формулы (2) параметр d вынести за скобку, получим другую форму представления неравенства (2):

$$k_{\alpha s} \frac{P}{dl(m-1)} = k_{\alpha s} \frac{P}{m-1} \leq [\sigma]. \quad (5a)$$

В связи с наличием зависимости коэффициента концентрации напряжений $k_{\alpha s}$ от закона распределения контактного давления получило развитие второе направление, в котором назначение коэффициента концентрации напряжений поставлено в зависимость от геометрического фактора, обусловленного протяженностью зоны контакта.

В настоящее время существует несколько приближенных аналитических формул для определения контактного полуугла. Для их представления предварительно введем безразмерный параметр ψ :

$$\psi = \frac{P}{\epsilon l E_{\text{np}}},$$

где приведенный модуль упругости $E_{\text{np}} = 2 \frac{EE_1}{E + E_1}$; E, E_1 — модули упругости материала проушины и оси соответственно.

Одна из формул для определения контактного полуугла была предложена Г. Герцем, которая в принятых обозначениях запишется так:

$$\varphi_{\text{gertz}} = \arcsin \left(1,6 \sqrt{\psi \left(\frac{(1-\mu^2)E + (1-\mu_1^2)E_1}{E + E_1} \right)} \right), \quad (6)$$

где μ, μ_1 — коэффициент Пуассона материала проушины и оси соответственно.

Наиболее удачной эмпирической формулой для определения полуугла контакта является зависимость

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \operatorname{th} \left(0,68 \frac{m}{m-1} \sqrt{\psi} \right), \quad (7)$$

которая была подобрана на базе результатов параметрического решения нелинейной контактной задачи авторами работы [5, с. 7–10]. В этой же работе предлагаются графики для определения коэффициента концентрации напряжений $k_{\alpha s}$ в зависимости от полуугла контакта и параметра m .

Чтобы убедиться в применимости решений работы [5] к шарнирным узлам конструкций порталных кранов, автором статьи были выполнены следующие исследования. Во-первых, был проведен сравнительный анализ различных расчетных методик, определяющих контактные параметры соединения, и, во-вторых, получены решения различных тестовых задач, сформулированных применительно к параметрам и материалам конструкций шарнирных узлов конструкций порталных кранов [1] и проанализированы их результаты.

Результаты этих исследований отображены на графиках (рис. 3–5).

Так, например, для соединения с параметрами: $P = 128,5$ кН, $d = 110$ мм, $m = 1,77$, $l = 110$ мм, $h = 0,5(B - d)$ для пары «сталь–сталь» при численном решении с помощью МКЭ получены следующие результаты (см. рис. 2): полуугол контакта 21° (Sigma X), максимальные напряжения растяжения на контуре отверстия (точка A) составляют 48,72 МПа (Sigma Y), что соответствует коэффициенту концентрации напряжений 3,55. По данным работы [5], для подобного соединения $k_{\alpha s} = 3,93$ (см. рис. 3), а контактный полуугол составляет 23° .

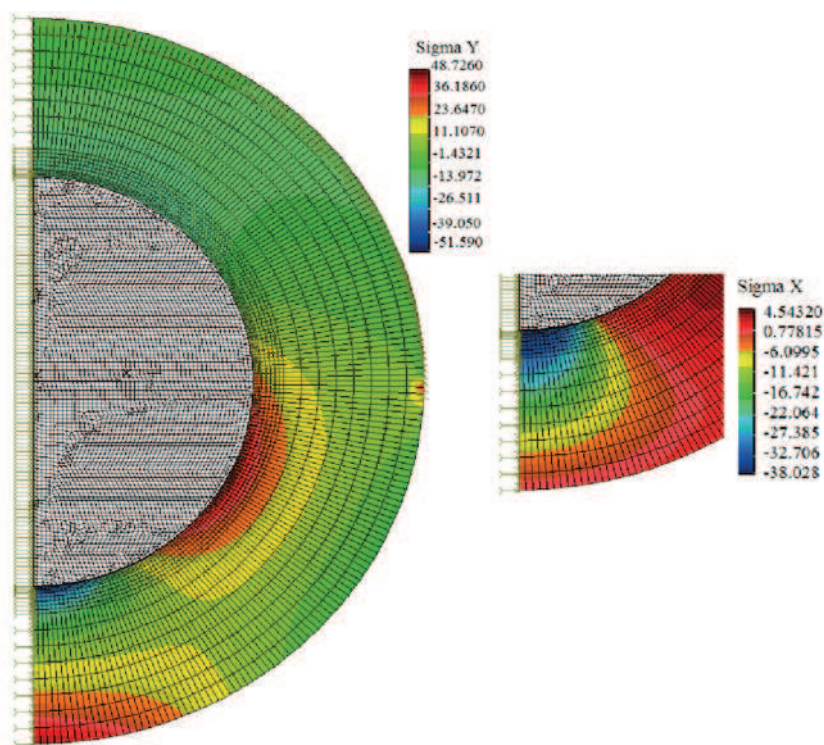


Рис. 2. Напряжения в теле проушины

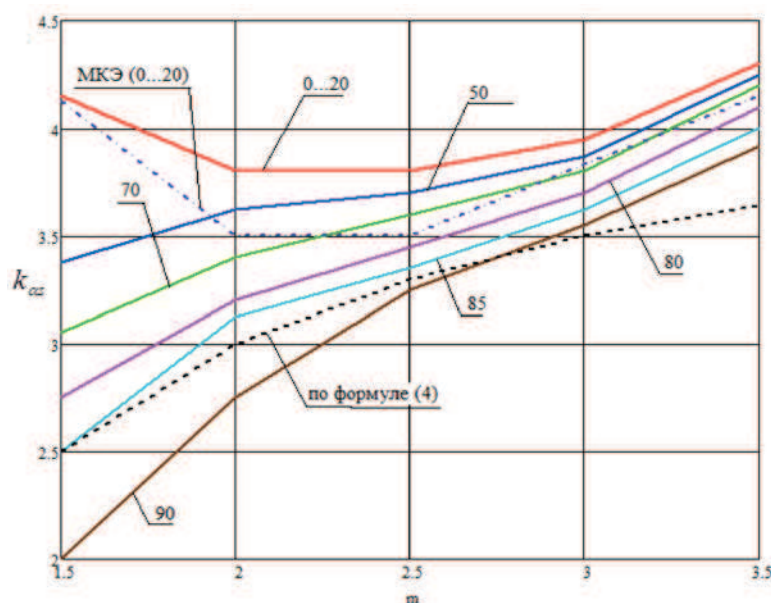


Рис. 3. Коэффициент концентрации напряжений $k_{\sigma s}$ при различных полууглах контакта φ и различных m для пары «сталь–сталь»

Дополнительно на график по рис. 3 наложено уравнение (3) — штриховая кривая и данные численного эксперимента работы [1], полученные для полуугла контакта $\varphi = 0...20^\circ$ — штрихпунктирная кривая. Как видно из рис. 3, использование формулы (3) возможно при $\varphi \geq 80^\circ$, то есть при посадке оси в проушине с нулевым (малым) зазором, что нехарактерно для шарниров крановых конструкций.

Кривые изменения коэффициента $k_{\sigma s}$ для шарниров с полууглом контакта $0...20^\circ$, построенные по результатам опытов работы [5] и полученные в результате численного эксперимента, имеют неплохую сходимость.

На рис. 4, 5 проиллюстрирован характер изменения полуугла контакта в зависимости от параметра ψ для различных m и при разных свойствах материалов контактной пары. Для пары «сталь–сталь» — рис. 4, для пары «сталь–бронза» — рис. 5.

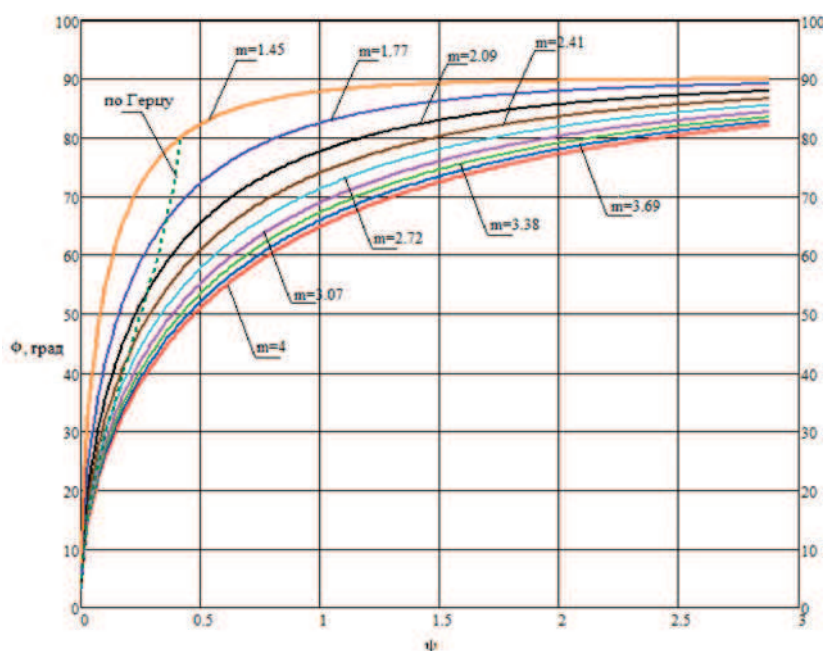


Рис. 4

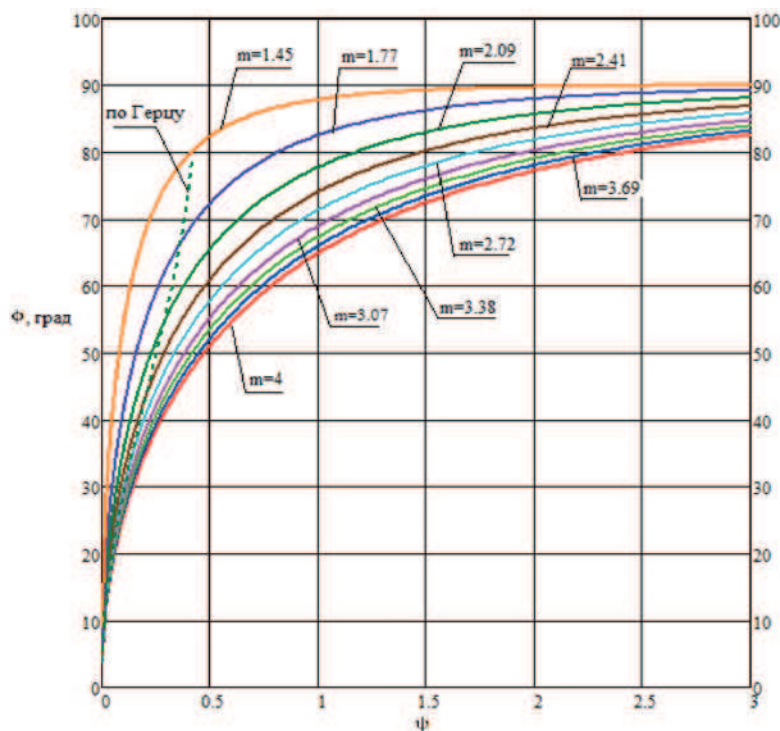


Рис. 5

Таким образом, в зависимости от свойств материалов пары и значения параметра ψ по рис. 4, 5 можно определить полуугол контакта для конкретного m . После чего представляется возможным найти коэффициент концентрации напряжений $k_{\alpha s}$, пользуясь рис. 3. Для соединений с малым зазором коэффициент концентрации напряжений можно также рассчитать по формуле (3). Максимальные напряжения на контуре отверстия проушины σ_A определяются по общепринятой формуле (2). Предложение С. Л. Гафнера о включении в знаменатель формулы (2) параметра $\sin(\varphi)$ с целью нахождения среднего по проекции площадки напряжения в зоне контакта применения в расчетной практике не получило.

Выводы

1. Использование формулы (3) для определения коэффициента концентрации напряжений $k_{\alpha s}$ для шарнирных узлов грузоподъемных машин независимо от величины параметра m допустимо дает заниженные результаты и может использоваться только в соединениях с нулевым зазором, то есть при $\varphi \geq 80^\circ$.
2. Приведен график изменения коэффициента $k_{\alpha s}$ в зависимости от параметра m , полученный в результате численного эксперимента, который можно рекомендовать для расчета максимальных нормальных напряжений в поперечном сечении проушины для полууглов контакта $\varphi = 0 \dots 20^\circ$.
3. Приведены удобные графики рис. 4, 5, позволяющие в зависимости от параметров ψ и m определять полуугол контакта для различных свойств материалов контактной пары.

Список литературы

1. Иванов В. Ю. О влиянии конечных размеров шарнира на решение контактной задачи / В. Ю. Иванов // Науч.-техн. вед. СПбГПУ. — 2010. — № 4 (110).

2. Верник А. Б. Мостовые краны большой грузоподъемности / А. Б. Верник. — М.: Машгиз, 1956.
3. Соколов С. А. Строительная механика и металлические конструкции машин / С. А. Соколов. — СПб.: Политехника, 2011. — 422 с.
4. Сухарев И. П. Исследование по оптимизации проушин, выполненное поляризационно-оптическим методом / И. П. Сухарев // Тр. Всесоюз. конф. по поляризационно-оптическому методу исследования напряжений. — Таллин: Изд. АН Эстонской ССР, 1971. — Т. III.
5. Ковальский Б. С. Расчет проушин / Б. С. Ковальский, Ф. Ф. Сороковенко // Вестник машиностроения. — 1969. — Вып. 10.

УДК 621.646.2

Е. О. Ольховик,
канд. техн. наук, доцент,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова;

Ю. А. Резник,
ведущий специалист
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ЛАЗЕРНОЙ СВАРКИ СИЛЬФОННЫХ СБОРОК ДЛЯ СУДОВОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

DEVELOPMENT OF LASER WELDING TECHNOLOGY OF BELLOWS ASSEMBLIES FOR SHIP PIPELINE VALVES

В статье рассмотрены актуальные проблемы надежности судовой трубопроводной арматуры с сильфонным уплотнением для автоматизированных судовых котлов, использующих высокотемпературный органический теплоноситель (термомасло). Проведен анализ причин известных неисправностей запорного узла арматуры, выявлены недостатки существующих технологий сварки сильфонной сборки. Предложена новая технология лазерной сварки, обеспечивающая более надежное и качественное соединение сильфона.

The article describes current problems of reliability of ship pipeline valves with bellows seal for automated marine boilers using high-temperature organic heat transfer fluid (thermo oil). The analysis of reasons of known fault isolation valve assembly is given, the shortcomings of existing technologies of welding of bellows assembly are revealed. The new technology of laser welding, providing a more reliable and quality connection for bellows is offered.

Ключевые слова: надежность, судовая трубопроводная арматура, сильфонное уплотнение, лазерная сварка, высокотемпературный органический теплоноситель.

Key words: reliability, ship pipe fittings, bellows, laser welding, high temperature organic coolant.

Введение

Арматура с сильфонным уплотнением штока получила широкое распространение в машиностроении, судостроении и энергетике, поскольку обладает повышенными техническими характеристиками по своей надежности и долговечности. Срок ее эксплуатации составляет не менее 15 лет. Однако для ряда конструктивных и технологических решений сильфонный узел не всегда обеспечивает необходимую долговечность, при этом 75 % неисправностей относится к нарушению герметичности затвора и только 25 % — к остальным неисправностям [1].

В судовой арматуре основные проблемы возникают при работе с высокотемпературными органическими теплоносителями при режимах свыше 200 °С и также связаны с разгерметизацией