

УДК 629.5.065.5

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТРУБЧАТЫХ СТРЕЛ СУДОВЫХ КРАНОВ

Терлыч Станислав Владимирович¹, декан факультета судовождения и судовой энергетики, кандидат технических наук

e-mail: rn6ay@yandex.ru

Стрельникова Ирина Александровна², доцент кафедры автомобильного транспорта, кандидат экономических наук, доцент

e-mail: ira_strelnikova00@mail.ru

Додонов Валерий Иванович², старший преподаватель кафедры железнодорожного транспорта

e-mail: kafedra14GT@yandex.ru

¹ Херсонская государственная морская академия, Херсон, Россия

² Луганский государственный университет имени Владимира Даля, Луганск, Россия

Аннотация. Предложен метод определения внутренних усилий в конструкции судового крана, представляющие собой тонкостенные трубы и оболочки. Выяснено, что для рассматриваемого случая предельным состоянием для стержня будет появление в наиболее нагруженных волокнах напряжений, равных критическим, которые по величине меньше предела текучести материала.

Ключевые слова: судовые краны, трубчатые тонкостенные конструкции, нормирование прочности, надёжность.

THE RATIONAL DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIP CRANES' PIPELINE ARMS

Stanislav V. Terlych¹, Dean of the Faculty of Navigation and Marine Engineering, Candidate of Technical Sciences

e-mail: rn6ay@yandex.ru

Irina A. Strelnikova², Associate Professor of the Department of Automobile Transport, Candidate of Economic Sciences, Associate Professor

e-mail: ira_strelnikova00@mail.ru

Valery I. Dodonov², Senior lecturer of the Department of Railway Transport

e-mail: ira_strelnikova00@mail.ru

¹ Kherson State Maritime Academy, Kherson, Russia

² Vladimир Dal Lugansk State University, Lugansk, Russia

Abstract. The method is proposed for determining internal forces in the design of a ship crane, which are thin-walled pipes and shells. It is found that for the case under consideration, the ultimate state

for the rod will be the appearance in the most loaded fibers of stresses equal to the critical, which are less than the yield strength of the material.

Keywords: ship cranes, tubular thin-walled structures, strength standards, and reliability.

Введение

Стрелы судовых кранов работают в сложных условиях воздействия значительных нагрузок, приложенных в плоскости качания стрелы и в направлении, перпендикулярном к ней. При крене судна, стоящего под погрузкой, а также во время работы в открытом море на волнении горизонтальные составляющие нагрузок оказываются весьма значительными. Это приводит к необходимости увеличения горизонтального размера основания стрелы – поперечные сечения стрелы в нижней и средней частях оказываются вытянутыми в горизонтальном направлении. Стрелы некоторых кранов испытывают еще и кручение. Сравнение возможных конструктивных решений показывает, что наиболее целесообразной является конструкция стрелы, составленной из двух трубчатых тонкостенных стержней вытянутого в вертикальном направлении профиля, соединенных небольшим числом поперечных связей (Рисунок 1, а, б).

Результаты

В исследовании выполнена замена распределенных нагрузок, действующих на «ветви» стрелы в плоскости ее подвеса (собственный вес, ветровые нагрузки), статически эквивалентной системой сосредоточенных сил, приложенных в местах присоединения поперечин к продольным стержням. Приведя нагрузки, действующие в плоскости стрелы (zOx), к ее вершине (сила P на Рисунке 1, б), построены эпюры изгибающих моментов и нормальных сил для продольных стержней (рисунок 1, в). Вполне очевидно, что при замене распределенных нагрузок сосредоточенными значительно упрощается расчет и увеличивается запас прочности. В случае кручения стрелы парами H (например, при работе с гуськом) каждый продольный стержень будет дополнительно изгибаться в плоскости zOy и испытывать кручение (рисунок 1, г). Анализ расчетных данных для ряда реальных стрел показывает, что основными нагрузками для каждой ветви являются осевое сжатие и изгиб в вертикальной плоскости (zOy).

Изучение характера эпюр (Рисунок 1) позволяет наметить профиль сечения продольных стержней. Поскольку стержень может испытывать кручение, он должен быть трубчатым, а контур его поперечного сечения должен охватывать возможно большую площадь. С другой стороны, поскольку изгибающие моменты M_x обычно значительно больше M_y , сечение должно быть вытянутым в вертикальном направлении. Очевидно, что наиболее рациональное сечение стержней овальное или эллиптическое.

Для нахождения рационального отношения ширины к высоте ($k = \frac{a}{b}$, рисунок 1) для тонкостенной трубы эллиптического сечения, следует определить его геометрические характеристики. Формулы могут быть легко получены, если рассматривать уравнение эллипса в параметрической форме ($x = \frac{a}{2} \cos t$; $y = \frac{b}{2} \sin t$).

Для определения оптимального отношения $k_{\text{опт}}$ следует выразить все характеристики через периметр эллипса и отношение k , а затем проследить, как они будут меняться при $k = \text{var}$ ($0 \leq k \leq 1$) и неизменном периметре S (площади поперечного сечения F), то есть $F = S\delta = \text{const}$. Анализ кривых, приведенных на рисунке 2 показывает, что значение k следует принимать равным ~ 6 . В этом случае сечение, обладающее почти максимально возможным (при постоянном периметре) моментом сопротивления W_x , имеет близкую к максимальной

площадь, охватываемую контуром сечения Ω , и достаточно большие значения I_y , W_y , i_x и i_y (радиусы инерции).

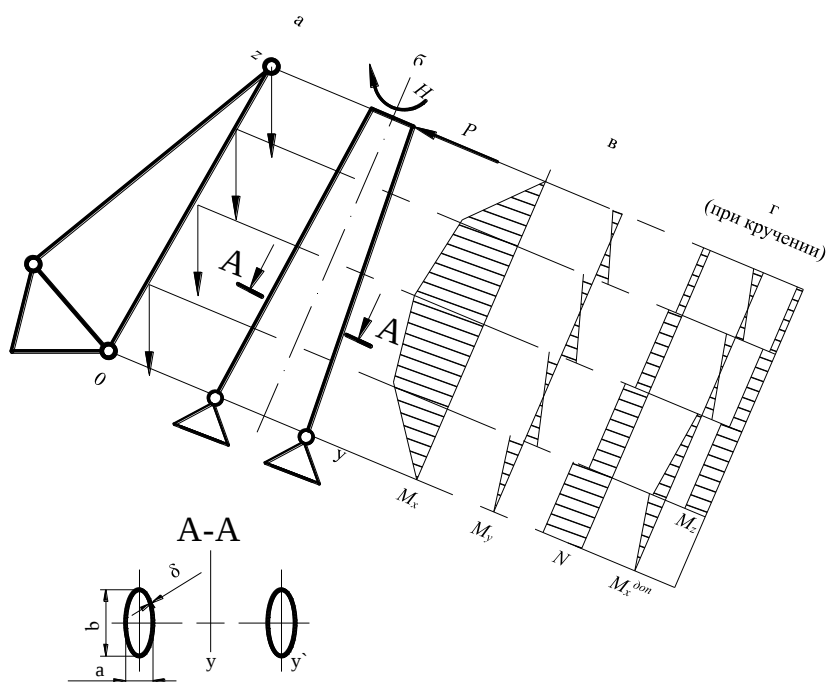


Рисунок 1 – Эпюры нагрузки трубчатой стрелы судового крана

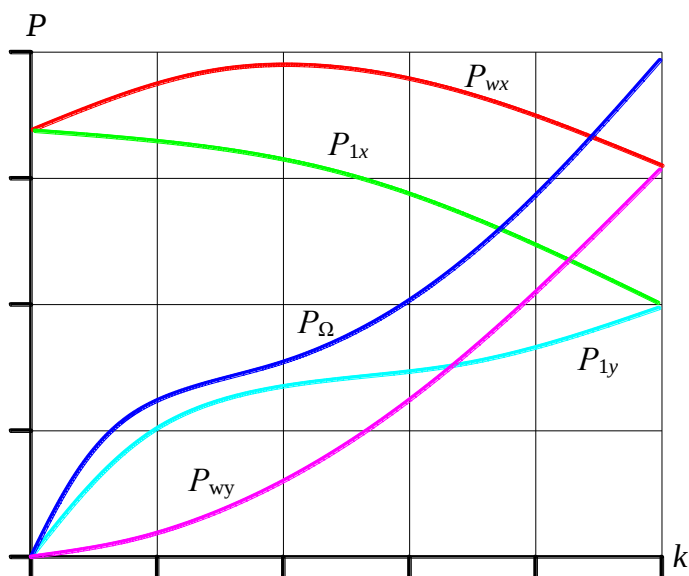


Рисунок 2 – Зависимость безразмерной величины P от величины k : P_{1x} , P_{1y} , P_{wx} , P_{wy} , P_{Ω} – безразмерные коэффициенты, пропорциональные геометрическим характеристикам: моментам инерции I_x , I_y , моментам сопротивления W_x , W_y , площади, охватываемой контуром поперечного сечения Ω

Для решения задачи оптимального проектирования тонкостенного стержня постоянного эллиптического сечения с заданными отношением k и толщиной стенки δ , сжатого силой N и изогнутого в вертикальной плоскости, предположено, что эпюра изгибающих моментов имеет максимум около середины стержня и нулевые значения на концах. В работе [1] представлено решение задачи о выборе размеров прямых решетчатых стрел при похожих условиях. В случае тонкостенного стержня задача осложняется необходимостью учитывать

возможность потери местной устойчивости стенками трубы. Задача решалась бы значительно проще, если бы имела гарантия, что местная устойчивость не будет потеряна до появления в наиболее нагруженном сечении напряжений, равных пределу текучести. Таким образом, критическое напряжение $\sigma_{кр}$ должно быть больше σ_T :

$$\sigma_{кр} \geq \sigma_T \quad (1)$$

В этом случае предельным состоянием конструкции можно считать появление в наиболее нагруженном волокне напряжений, равных σ_T , а σ_T не зависит от геометрии сечения.

Расчётную схему части, сжатой осевыми силами оболочки, можно представить в виде шарнирно опёртой по краям цилиндрической панели, сжатой вдоль образующих (Рисунок 3).

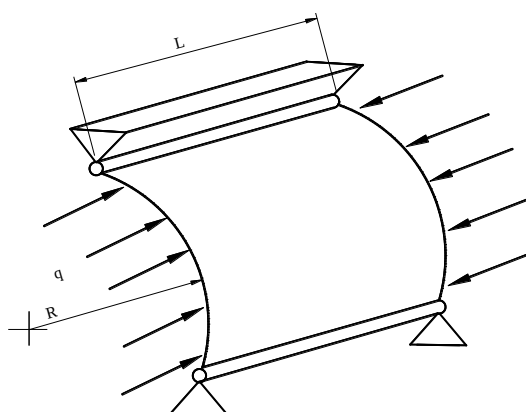


Рисунок 3 – Рабочая схема оболочки

Критические напряжения для такой панели, как известно [2, 3] могут быть определены из зависимости

$$\sigma_{кр} = cE \frac{\delta}{R}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости материала;

c – безразмерный коэффициент, зависящий от отношения $\frac{R}{\delta}$.

Его величина при практически интересующих значениях $50 \leq \frac{R}{\delta} \leq 250$ лежит в пределах от 0,30 до 0,16 [3]. Анализ данных, приведённых в статьях Гарькина И.Н. [4, 5] результатов, проделанных авторами испытаний стальных оболочек овального сечения ($\delta = 1$ мм; $\frac{R}{\delta} = \{140; 250\}$), а также существующих рекомендаций [3] и [6] позволил прийти к выводу, что $\sigma_{кр}$ для труб овального сечения можно определить зависимостью

$$\sigma_{кр} = 0,16E \frac{\delta}{R_{max}} \quad (3)$$

Таким образом, требование (1) можно представить в виде

$$\frac{R_{max}}{\delta} \leq 0,16 \frac{E}{\sigma_{Tрасч}}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{трасс}}$ – расчётный предел текучести [7].

Так для стали Ст3 $\frac{R_{\text{max}}}{\delta} < 140$. Для стали 10ХСНД ($\sigma_{\text{в}} = 54 \text{ кгс/мм}^2$; $\sigma_{\text{т}} = 40 \text{ кгс/мм}^2$; $\sigma_{\text{трасс}} = 0,7 \cdot 54 = 37,8 \text{ кгс/мм}^2$) $\frac{R_{\text{max}}}{\delta} < 89$ (при $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$).

Наибольшие нормальные напряжения в среднем сечении сжато-изогнутого стержня (Рисунок 4) равны

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N}{F} + \frac{M_{x0}^{\text{max}}}{W_x} \quad (5)$$

Максимальный изгибающий момент с учётом действия сжимающих сил может быть определен по зависимости, предложенной в работах [1] и [8]:

$$M_x^{\text{max}} = \frac{Nf_0 + M_x^{\text{max}}}{1 - \frac{N}{N_3}}, \quad (6)$$

здесь f_0 – максимальный начальный прогиб;

M_{x0}^{max} – максимальный изгибающий момент от поперечной нагрузки без учёта действия сжимающих сил;

N_3 – эйлерова сила стержня; $N_3 = \frac{\pi^2 EI_x}{L^2}$, $I_x = \frac{b^3 \delta}{2} m_{lx}$ (при $k = 0,6$ $m_{lx} = 0,56$).

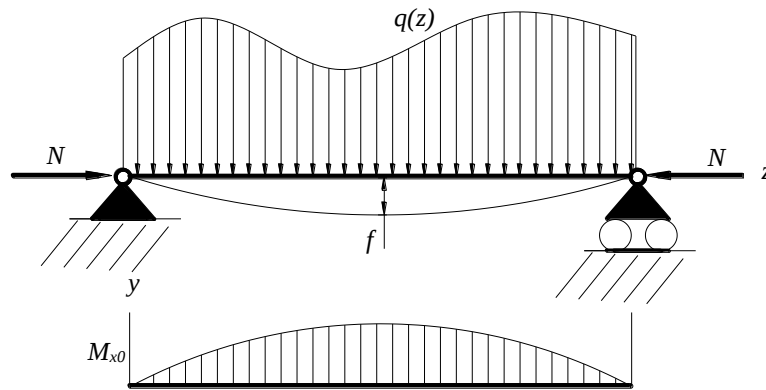


Рисунок 4 – Эпюра нагрузки сжато-изогнутого стержня

После выполнения математических преобразований получено условие предельного состояния стержня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_0 \left(1 + \frac{\chi \lambda}{1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_3}} \right) = \sigma_{\text{т}},$$

или в иной форме

$$\sigma_0^2 - \sigma_0 \left[\sigma_{\text{т}} + \sigma_3 \left(1 + \frac{\chi}{D} \lambda \right) \right] + \sigma_3 \sigma_{\text{т}}, \quad (7)$$

где $\sigma_0 = \frac{N}{F}$; $\sigma_3 = \frac{N_3}{F} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_x^2}$;

$\lambda_x = \frac{L}{i_x}$, L – длина стрелы;

$\chi = \frac{b}{2i_x}$;

$\lambda_x = \lambda$ – гибкость стержня zOy ;

D – безразмерный параметр, $D = \frac{L}{f_0 + \frac{M_x^{\max}}{N}}$.

Отсюда найдено среднее напряжение $\sigma_0(\lambda) = \frac{N}{F}$ соответствующее предельному состоянию стержня силами N и изогнутого поперечной нагрузкой «эквивалентной» в наиболее опасном сечении приведенному начальному прогибу $f_{пр} = \frac{L}{D}$:

$$\sigma_0(\lambda) = \frac{\sigma_T + \sigma_{\varepsilon} \left(1 + \frac{\chi}{D} \lambda\right)}{2} - \sqrt{\left[\frac{\sigma_T + \sigma_{\varepsilon} \left(1 + \frac{\chi}{D} \lambda\right)}{2}\right]^2 - \sigma_{\varepsilon} \sigma_T} \quad (8)$$

По сути, в результате получена видоизменённая зависимость Перри [8]. Принимая во внимание, что

$$b = \frac{2L}{\lambda} \chi \quad (9)$$

можно получить отношение $\frac{\sigma_0(\lambda)}{\lambda}$, соответствующее минимальной площади сечения:

$$\frac{\sigma_0(\lambda)}{\lambda} = \frac{Nn}{4L\delta\psi(k)}, \quad (10)$$

где n – коэффициент запаса.

Значения функций $\psi(k)$ и χ определяются в табличной форме (например, $k = 0,6$; $\psi = 1,93$; $\chi = 1,51$).

Последовательность операций при проектном расчёте стрелы

1. По зависимости (1) находится значение $\frac{\sigma_0(\lambda)}{\lambda}$, соответствующее минимальной площади сечения стержня.

2. Пользуясь формулой (8), строится график зависимости $\sigma_0 = \sigma_0(\lambda)$ и график $\Phi(\lambda) = \frac{\sigma_0(\lambda)}{\lambda}$ (для значений λ из интервала $60 \leq \lambda \leq 110$).

3. По построенному графику $\Phi = \Phi(\lambda)$ определяется гибкость $\bar{\lambda}$, которая соответствует значению $\frac{\sigma_0(\lambda)}{\lambda}$, найденному по формуле (10).

4. Зная $\bar{\lambda}$ находится высота сечения b по зависимости (9), а затем и остальные характеристики сечения.

5. Заменяется эллиптическое сечение близким по форме овальным (если возникают затруднения технологического характера) и выполняется проверка условия (4).

Следует отметить, что при необходимости проектирования «особо» тонкостенной стрелы, для которой соблюдение требования (4) по каким-либо причинам оказалось невыполненным, следует, задавшись величиной $\frac{R_{\max}}{\delta}$, найти по формуле (3) соответствующее значение $\sigma_{кр}$, подставить это значение вместо σ_T в формулу (8) и далее проводить расчёт в прежней последовательности. Предельным состоянием для стержня в этом случае будет появление в наиболее нагруженных волокнах напряжений, равных $\sigma_{кр}$ (в это случае меньших, чем σ_T). Поскольку обычно наибольшие напряжения возникают в частях контура сечения, имеющих $R < R_{\max}$, а формула (3), к тому же, относится к панелям,



сжатым равномерной нагрузкой, такой подход к задаче всегда допустим. После уточнения размеров сечения следует убедиться в соблюдении условия, что фактическое $\frac{R_{\max}}{\delta}$ меньше заданного.

Анализ результатов

Сравнением очертаний реальных эпюр M_{x0} (суммарной) и N (рисунок 1) с принятыми при построении методики проектного расчета установлено, что они несколько отличаются друг от друга. Практика показывает, что принятие в качестве расчетных максимальных значений N и M_{x0} не дает большой ошибки (при построении расчетной методики мы для простоты не учитывали второстепенные нагрузки M_{y0} и H).

Заключение

Определив по предложенной методике целесообразные размеры стержня постоянного поперечного сечения, его можно затем «улучшить», придав концевым участкам форму усеченных конусов (если это допускает технология производства). Такая мера может привести к снижению веса стержня на 6...10%. Следует подчеркнуть, что оконечности стержней должны иметь форму усеченных конусов (или пирамид), поскольку в средних поперечных сечениях (особенно у тонкостенного обелиска, более или менее отличающегося формой от усеченной пирамиды) при кручении могут возникнуть весьма значительные напряжения [9, 10].

Список литературы:

1. Прокофьев Б.И. Расчет и проектирование балочных стрел кранов: учебное пособие / Б. И. Прокофьев ; М-во образования и науки Российской Федерации, Федеральное гос. бюджетное образовательное учреждение высш. проф. образования "Томский гос. архитектурно-строит. ун-т". — Томск : Изд-во ТГАСУ, 2012. — 111 с. : ил., табл. : 20 см.; ISBN 978-5-93057-448-7.
2. Жегульский В.П. Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов : учебное пособие / В.П. Жегульский, О.А. Лукашук ; под ред. Г.Г. Кожушко. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. 184 с. ISBN 978-5-7996-1831-5.
3. СНиП II – 23.81*. Стальные конструкции. — М. : ФГУП ЦПП, 2005. — 90 с
4. Гарькин И. Н. Обследование конструкций башенного крана / И. Н. Гарькин, Д. В. Еркин, В. А. Наумов. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2015. — № 11 (91). — С. 279-282. — URL: <https://moluch.ru/archive/91/19313/>.
5. Кузьмишкин А.А., Гарькин И.Н., Кормилицын А.Н. Обследование строительных конструкций открытых складов готовой продукции (эстакад) // Современная техника и технологии. 2014. № 10. URL: <https://technology.snauka.ru/2014/10/4804> (дата обращения: 04.06.2025).
6. Кравченко, П. Д. Оптимизация конструкции стрелы грузоподъемного устройства / П. Д. Кравченко, А. Н. Дудченко, В. А. Павлов // Машиностроение и техносфера XXI века : сб. тр. XIX Междунар. науч.-техн. конф. — Донецк, 2012. —Т. 2. — С. 86–91.
7. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. Российский морской Регистр судоходства. — СПб.: РМРС. — 2023. — 149 С.
8. Артюхин Ю.П. Приближенный аналитический способ исследования деформаций пространственных криволинейных стержней // Ученые записки Казанского университета. Серия: Физико-математические науки. 2012. Т. 154. № 3. С. 97–111.
9. Кривошапко С.Н. О параболическом изгибании плоского металлического листа в торсовую конструкцию // Технология машиностроения. 2020. № 11. С. 14–24.
10. Грудев И.Д. Колебания криволинейных стержней: монография. М.: МИК, 2007. 254 с.

