

П. Д. Кравченко, А. Н. Дудченко

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТРЕЛЫ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА МИНИМАЛЬНОЙ МАССЫ

Аннотация. *Актуальность и цели.* Работы по разборке разрушенных зданий в чрезвычайных ситуациях требуют прежде всего минимизации временных затрат на доставку и монтаж подъемно-транспортного оборудования. Эти затраты зависят от числа и массы конечных элементов, собираемых в мобильное подъемно-транспортное устройство ручным способом. Целью данной работы является обоснование валидных проектных данных для проектирования стрелы грузоподъемного устройства минимальной массы каждого из собираемых элементов с условиями обеспечения надежности устройства и безопасности его эксплуатации. *Материалы и методы.* Конструктивно-силовая схема грузоподъемного устройства представлена совокупностью отдельных элементов весом любого из них не более 150 кг для обеспечения условий сборки ручным способом в чрезвычайных ситуациях. Согласно основным формулам для расчета на прочность элементов стрелы, работающей в условиях изгиба и сжатия, применены методы оптимизации тонкостенных стержней коробчатых сечений – последовательных приближений с использованием упрощающих аппроксимаций Ясинского и правил проектирования согласно регламентам по проектированию строительных конструкций. *Результаты.* Вычислены геометрические характеристики оптимального сечения стрелы длиной 18 м в виде стержня коробчатого сечения, проверены условия прочности в плоскости действия изгибающего момента. Показана возможность применения конструкционных сталей вместо дорогостоящих легированных и возможные пути дальнейшей оптимизации процесса проектирования. *Выводы.* Полученные результаты являются валидными для использования их в процессе конструирования стрелы сборного грузоподъемного устройства.

Ключевые слова: оптимизация, стрела, грузоподъемное устройство, изгиб, сжатие.

P. D. Kravchenko, A. N. Dudchenko

DESIGN OF BOOM LIFTING DEVICE OF MINIMUM WEIGHT

Abstract. *Background.* Work on the demolition of the destroyed buildings in emergency situations require primarily minimization of time for delivery and installation of material handling equipment. These costs depend on the number and weight of the finite element assembled in mobile lift - transport device manually. The aim of this work is to determine the valid data for the design of the boom lifting device with the minimum mass of each of the assembled items under the terms of reliability and safety operation. *Materials and methods.* Structurally-power scheme of lifting device is an assembly of individual elements of the weight of any of them no more than 150 kgs to provide conditions for the assembly by hand in case of emergency. Based on the basic formulas for the calculation of the strength of the elements of the boom, working in bending and compression such optimization methods as thin-walled cross sections - successive approximations using Yasinskiy simplifying approximations and design rules according to the regulations for the design of building constructions were used. *Results.* The optimal geometry of the cross-section boom length of 18m in the form of

a rectangular box-section of the rod, tested the strength condition in the plane of the bending moment was calculated. The possibility of using structural steel instead of expensive alloy and possible ways to further optimization of the design process was represented. *Conclusions.* The results obtained are valid for use in the process of constructing prefabricated boom lifting device.

Key words: optimization, boom, crane, bending, compression.

Введение

Работы по разборке разрушенных зданий в чрезвычайных ситуациях требуют прежде всего минимизации временных затрат на доставку и монтаж подъемно-транспортного оборудования. Эти затраты находятся в прямой корреляционной зависимости от числа и массы конечных элементов, собираемых в мобильное подъемно-транспортное устройство в основном ручным способом.

1. Анализ исходных данных

Рассмотрим алгоритм оптимизации по массе (стоимости) стрелы грузоподъемного устройства, конструктивно-силовая схема которого [1] изображена на рис. 1, *a*.

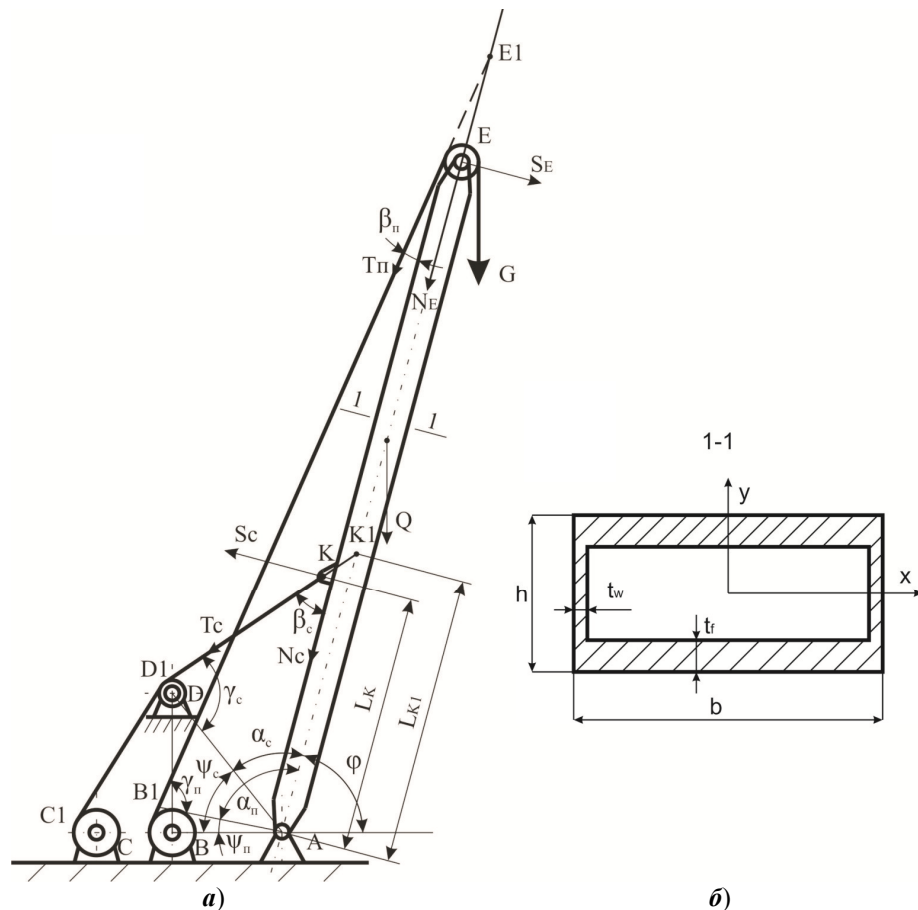


Рис. 1. Конструктивно-силовая расчетная схема грузоподъемного устройства: *a* – силовая схема; *б* – коробчатое сечение

Предполагается, что стрела длиной 18 м собирается из отдельных секций весом, не превышающим 150 кг. Грузоподъемность устройства изменяется от 1 до 2 т в зависимости от вылета стрелы. Схема закрепления стрелы – цилиндрический шарнир – обеспечивает ее поворот в плоскости нагружения и кинематическую неизменяемость из плоскости нагружения.

Геометрический и силовой анализ механизма рассмотрен ранее [1]. Алгоритм на основе рекуррентных соотношений реализован методом последовательных приближений. Предварительный анализ показал, что учет геометрической нелинейности задачи, учитывающей податливость стрелового каната, вносит поправки в значения усилий, не превышающие 1 %. Собственный вес стрелы, который является основной целевой функцией, увеличивает расчетный изгибающий момент на 30–50 %.

2. Решение задачи

Приведем сводку формул для силовых факторов, необходимых при оптимизации сечения стрелы [1]:

$$T_{\Pi} = G; \quad T_C = [G(L \cos - L_1 \sin \beta_{\Pi}) + (QL \cos \varphi) / 2] / (L_{K1} \sin \beta_C);$$

$$N_E = G(\sin \varphi + \cos \beta_{\Pi}); \quad S_E = G(\cos \varphi - \sin \beta_{\Pi}); \quad N_C = T_C \cos \beta_C;$$

$$S_C = T_C \sin \beta_C; \quad M_C = T_C h / 2; \quad N = N_E + N_C + q(L - L_K) \sin \varphi;$$

$$M = S_E (L - L_K) - M_C + q(L - L_K)^2 \cos \varphi / 2,$$

где T_{Π} , T_C – усилия в подъемном и стреловом канатах; N_E , N_C , S_E , S_C – осевые и тангенциальные составляющие в вершине стрелы и точке закрепления стрелового каната; N и M – сжимающая сила и изгибающий момент в точке закрепления стрелового каната; G , Q и q – вес груза, вес стрелы и ее погонный вес. Остальные обозначения указаны на рис. 1, а и приведены в [1].

На рис. 2 показан характер изменения усилий в зависимости от угла подъема стрелы при $L_K = 8$ м и $q = 100$ кг/м [1]. Из графика видно, что наиболее неблагоприятным для конструкции является угол подъема $\varphi = 35^\circ$, при котором эксцентриситет достигает максимального значения $e = 1,1$ м.

На стоимость изделия существенно влияет марка стали. К примеру, цена стали повышенной прочности 10ХСНД с $R_y = 350$ МПа на 50 % превышает цену углеродистой стали с $R_y = 230$ МПа. При выборе материала будем придерживаться рекомендаций СНиП [2], где указывается, что «стержни при гибкости $\lambda > 120$ должны выполняться из малоуглеродистой стали, так как применение стали повышенной и высокой прочности с расчетным сопротивлением $R_y > 210$ МПа является нерентабельным.

С учетом вышесказанного в качестве основной целевой функции принимаем площадь поперечного сечения

$$y = \min A. \quad (1)$$

При изгибе рациональными являются тонкостенные профили (кольцевые, двутавровые, коробчатые). Можно отметить два недостатка стальных прокатных труб, используемых при оптимизации стрелы [1]: во-первых, они недостаточно тонкостенны для предельной минимизации площади, и, во-

вторых, они неспособны обеспечивать равноустойчивость стержня в двух плоскостях при различных способах опирания и нагружения.

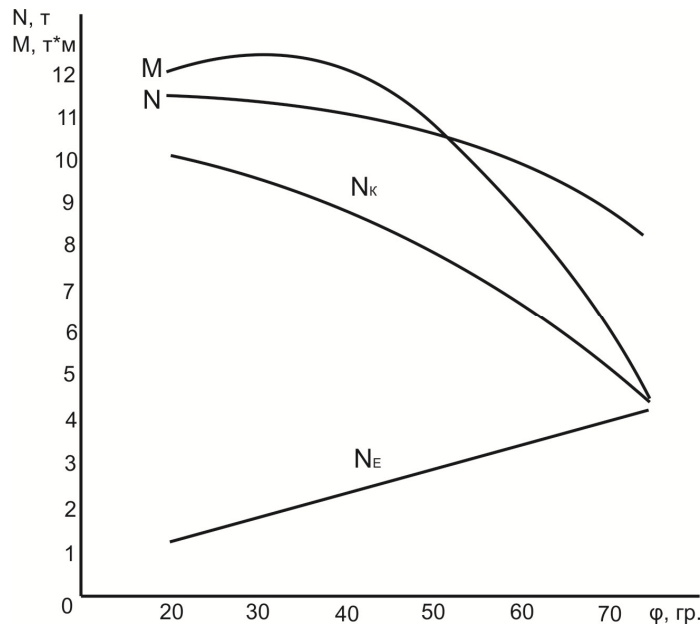


Рис. 2. Усилия в стреле в зависимости от угла подъема: N_E – осевое усилие в вершине стрелы; N_K – осевое усилие в точке крепления стрелового каната; N – осевая сила для нижней расчетной части стрелы; M – изгибающий момент в точке крепления стрелового каната

Исходя из конструктивно-технологических соображений, выбираем наиболее оптимальную форму – прямоугольное тонкостенное (коробчатое) сечение, имеющее 4 независимых параметра оптимизации: b , h , t_w , t_f (рис. 1, б). Система ограничений, накладываемая на целевую функцию, учитывает геометрические параметры стрелы, включая размеры L , L_K способ опирания в двух плоскостях, силовые факторы и упруго-механические характеристики материала.

Стрела подъемника работает на сжатие с изгибом в плоскости нагружения и на центральное сжатие (продольный изгиб) из плоскости нагружения. С учетом закрепления стрелы в двух плоскостях получаем различные эффективные длины $l_{xef} \neq l_{yef}$, соответствующие расчетным схемам стержня, показанным на рис. 3.

В плоскости действия изгибающего момента имеем шарнирное опирание, следовательно $\mu_{1x} = 1$ и $l_{xef} = L_K$. В плоскости, перпендикулярной плоскости действия момента, имеем жесткую заделку со свободным верхним краем. Используем схему одноступенчатого стержня с двумя сосредоточенными силами (см. табл. 67 в [2]):

$$\mu_{1y} = \sqrt{\frac{n\alpha^2(66 - \alpha^2)[\alpha^2(2,2n + 1) + 2] + (16,6 - 0,5\alpha)(1,3\alpha^4 + 2)}{0,18n\alpha^2(66 - \alpha^2) + 2,6(2,3 + \alpha^2)}}; \quad l_{yef} = \mu_{1y} L_K,$$

где $n = \frac{(I_2 l_1)}{(I_1 l_2)} = \frac{L_K}{(L - L_K)}$; $\alpha = \frac{l_2}{l_1} \sqrt{\frac{I_1 F_2}{I_2 (F_1 + F_2)}} = \frac{(L - L_K)}{L_K} \sqrt{\frac{N_E}{N}}$.

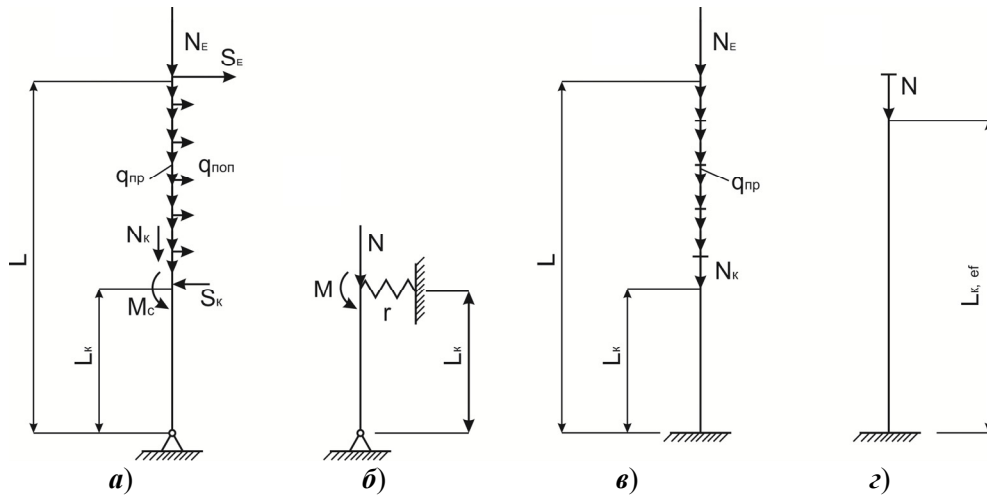


Рис. 3. Схемы прочностного расчета стрелы: **а** – исходная в грузовой плоскости; **б** – эквивалентная в грузовой плоскости; **в** – исходная из грузовой плоскости; **г** – эквивалентная из грузовой плоскости

Оптимальное сечение коробчатой формы должно удовлетворять двум основным условиям:

– равноустойчивости всего стержня в двух плоскостях, т.е.

$$\lambda_x = \lambda_y; \quad (2)$$

– предельной тонкостенности элементов сечения (стенки и полки), т.е.

$$\lambda_w \leq \lambda_{uw} \text{ и } \lambda_f \geq \lambda_{uf}, \quad (3)$$

где λ_x, λ_y – гибкости стержня; λ_w, λ_f – гибкости стенки и полки; $\lambda_{uw}, \lambda_{uf}$ – предельные гибкости стенки и полки (определяемые по табл. 27 из [2]):

$$\lambda_{uw} = \bar{\lambda}_{uw} \sqrt{E / R_y}; \quad \lambda_{uf} = \bar{\lambda}_{uf} \sqrt{E / R_y}; \quad \bar{\lambda}_{uw} = 1,20 + 0,35 \bar{\lambda}_x,$$

но не более 3,1;

$$\bar{\lambda}_{uf} = (0,4 + 0,3 \bar{\lambda}_y) (1 - 0,01 m), \quad m = e \frac{A}{W} -$$

относительный эксцентриситет.

Наряду с оптимизационными условиями (2) и (3) должны удовлетворяться ограничения по прочности (устойчивости) в двух плоскостях. Для сжато-изгибаемых элементов

$$A \geq \frac{N}{\varphi_e R_y \gamma_c}, \quad (4)$$

где $N = N_E + N_K + q_{np} (L - L_K)$ – сжимающая сила, приложенная к нижней шарнирно-опертой части стрелы (рис. 3,в); φ_e – коэффициент снижения рас-

четных сопротивлений при внецентренном сжатии; R_y – расчетное сопротивление; γ_c – коэффициент условий работы.

Для центрально сжатых элементов

$$A \geq \frac{N}{\varphi R_y \gamma_c}, \quad (5)$$

где φ – коэффициент продольного изгиба.

Третий тип ограничений, накладываемых на целевую функцию (1), относится к конструктивно-технологическим и нормативным:

$$t_w \geq [t]; \quad t_f \geq [t]; \quad \lambda_x \leq [\lambda]; \quad \lambda_y \leq [\lambda], \quad (6)$$

где $[t]$ – минимально допустимая толщина листа; $[\lambda]$ – предельно допустимая гибкость стержня.

Условия (2)–(5) считаем основными при подборе параметров сечения, а условие (6) – дополнительным, удовлетворяющимся при компоновке сечения и проверке полученного решения

Известно большое число методов оптимального проектирования. В работе [1] при поиске стрелы минимальной массы использовался метод математического планирования численных экспериментов. Для оптимизации коробчатого сечения наиболее рациональной является методика СНиП [2, 3], предъявляющая высокие требования к качеству проектирования стальных конструкций. Данный метод является безотносительным к принадлежности проектируемых элементов к строительным или машиностроительным изделиям, так как особенности эксплуатации могут быть учтены путем ввода коэффициентов (например, коэффициента условий работы γ_c).

Используемая методика состоит из трех этапов:

- 1) предварительный расчет ориентировочных параметров элементов сечения, удовлетворяющих строгим требованиям СНиП;
- 2) компоновка сечения и вычисление геометрических характеристик с увязкой с требованиями конструирования и данными сортамента;
- 3) поверочный расчет сечения стержня в соответствии с требованиями СНиП и уточнение при необходимости его параметров.

В основе первого этапа лежит метод последовательных приближений с использованием упрощающих аппроксимаций Ясинского $\varphi = a - b\bar{\lambda}$ и сведения к расчету центрального – сжатого стержня на условную продольную силу $N_e = (1 + \varphi \bar{\lambda}_w)N$. В зависимости от значений параметров исходных данных

$$B_x = \frac{N}{R_y \gamma_c} \frac{E}{R_y} / l_{xef}^2 \quad \text{и} \quad B_y = B_x \left(\frac{l_{xef}}{l_{yef}} \right)^2$$

выбираются значения приведенных гибкостей $\bar{\lambda}_x$ и $\bar{\lambda}_y$ и вычисляется оптимальное соотношение габаритов сечения, соответствующее равноустойчивости в двух плоскостях (2)^

$$[\zeta] = \psi \frac{l_{xef}}{l_{yef}} \frac{\lambda_y}{\lambda_x},$$

где $\psi = \zeta \sqrt{C_y / C_x}$; $\zeta = h / b$ – отношение габаритов сечения; C_x, C_y – удельные квадраты радиусов инерции. Для коробчатого сечения

$$\psi = \sqrt{(1+3u) / (3+u)}; u = A_w / A_f = \frac{\lambda_f}{\lambda_w} \zeta^2 -$$

параметр отношений площадей полок и стенок;

$$\bar{\lambda}_x = \lambda_x \sqrt{R_y / E}; \bar{\lambda}_y = \sqrt{R_y / E}; \lambda_x = \frac{l_{xef}}{i_x}; \lambda_y = \frac{l_{yef}}{i_y}; i_x = h / \sqrt{6}$$

и $i_y = b / \sqrt{6}$ – радиусы инерции в первом приближении.

В последующих приближениях отношения приведенных гибкостей определяются по следующим формулам [2]:

$$\frac{\bar{\lambda}_y}{\bar{\lambda}_x} = \sqrt{\frac{27}{\lambda_x^2} - \left(\frac{27}{\lambda_x^2} - 1 \right) (1 + \alpha m_x) \frac{\Phi_e}{\Phi}} \text{ при } m_x \leq 5,$$

$$\frac{\bar{\lambda}_y}{\bar{\lambda}_x} = \sqrt{\frac{27}{\lambda_x^2} - \left(\frac{27}{\lambda_x^2} - 1 \right) \frac{1}{1 - \Phi_e m_x} \frac{\Phi_e}{\Phi}} \text{ при } m_x \geq 10$$

с интерполяцией при $5 < m_x < 10$.

Здесь α – коэффициент, принимаемый по табл. 10 из [2] в зависимости от относительного эксцентриситета $m_x = w \bar{\lambda}_x$, где $w = \frac{e}{l_{xef}} \frac{a}{i_x} \sqrt{E / R_y}$ – параметр исходных данных, который для коробчатого сечения можно привести к виду

$$w = \frac{e}{l_{xef}} \sqrt{\frac{3(1+u)}{3+u}} \sqrt{E / R_y};$$

$\Phi = \Delta \bar{\lambda}_y^2$ – коэффициент продольного изгиба из плоскости нагружения моментом; $\Delta = B_x C_x = \frac{u(3+u)}{24(1+u)^2} \lambda_w B_x$; Φ_e – коэффициент снижения расчетных сопротивлений при сжатии с изгибом, определяемый по табл. 74 СНиП из [2] в зависимости от $\bar{\lambda}$ и m_{ef} – относительного приведенного эксцентриситета, принимаемого по табл. 76 из [2] с учетом шарнирного опирания и переменности эпюры изгибающих моментов по длине стержня.

Предельные гибкости стенок и полок находим из выражений [2]:

$$\lambda_{uw} = (1,2 + 0,35 \bar{\lambda}_x) \sqrt{E / R_y}; \lambda_{uf} = (0,4 + 0,3 \bar{\lambda}_y) (1 - 0,01 m) \sqrt{E / R_y}.$$

Допустимый параметр габаритов для коробчатого сечения после преобразований получаем в виде

$$[\zeta] = \sqrt{-a + \sqrt{a^2 + b}},$$

$$\text{где } a = \frac{3}{2} \left[1 - \frac{\lambda_f}{\lambda_w} \left(\frac{l_{xef} \bar{\lambda}_y}{l_{yef} \bar{\lambda}_x} \right)^2 \right] \frac{\lambda_w}{\lambda_f}, \quad b = \left(\frac{l_{xef} \bar{\lambda}_y}{l_{yef} \bar{\lambda}_x} \right)^2 \frac{\lambda_w}{\lambda_f}.$$

Параметр отношений площадей полок и стенок для предельного случая равен

$$u = \frac{\lambda_f}{\lambda_w} [\zeta]^2.$$

Удельный квадрат радиуса инерции в силовой плоскости равен

$$C_x = \frac{i_x^2}{A} = \frac{u(3+u)}{24(1+u)^2}.$$

После вычисления вспомогательных коэффициентов [3]

$$\Delta = C_x B_x \text{ и } \Delta_e = 1 + \frac{3w^{3/4}}{4\sqrt[3]{\Delta}} \Delta$$

находим расчетную гибкость в первом приближении $\bar{\lambda}_{x1} = 1 / \sqrt{\Delta + 0,04}$ и сравниваем с принятой $\bar{\lambda}_x$. Если $\bar{\lambda}_{x1} \neq \bar{\lambda}_x$ с заданной точностью, начинаем второе приближение со значениями $\bar{\lambda}'_x = (\bar{\lambda}_x + 2\bar{\lambda}_{x1}) / 3$; $\bar{\lambda}'_y = \frac{\bar{\lambda}_x}{\bar{\lambda}_y} \bar{\lambda}_{x1}$ и исход-

ными данными предшествующего этапа. При $\bar{\lambda}_{x1} = \bar{\lambda}_x$ расчет окончен.

Рассмотренный приближенный метод, основанный на двучленной аппроксимации Ясинского, дает заниженные на 5–10 % площади сечения, т.е. расчет идет не в запас прочности. Строгий метод подбора сечения основывается на следующих нелинейных аппроксимирующих зависимостях [3]:

$$\varphi_e = \frac{1}{1 + kw_{ef}^n} - 0,035 \bar{\lambda}^2 \text{ при } \Delta \geq 0,03;$$

$$\varphi_e = \frac{7,8}{\left[(1 + kw_{ef}^n) \bar{\lambda} \right]^2} \text{ при } \Delta < 0,03,$$

где $w_{ef} = \eta w$; $\eta = (1,90 - 0,1m) - 0,02(6 - m)\bar{\lambda}$ – коэффициент формы для коробчатого сечения; k, n – коэффициенты, определяемые по табл. 88 из [3]: $k = 0,51 + 11\Delta$ при $\Delta < 0,03$ и $k = 0,84$ при $\Delta \geq 0,03$; $n = 0,8$.

С учетом зависимости $\varphi_e = \Delta \bar{\lambda}^2$ при $\Delta < 0,03$ расчетную гибкость определяем по формуле

$$\bar{\lambda}_x = \frac{1,67}{(1 + kw_{ef}^n \sqrt{\Delta})}.$$

Компоновку сечения начинаем на основе двух выражений для радиуса инерции $i_x = h \sqrt{\frac{3+u}{12(1+u)}}$ и $i_x = \frac{l_{xef}}{\bar{\lambda}_x} \sqrt{R_y / E}$. Отсюда получаем

$$h = \frac{l_{xef}}{\bar{\lambda}_x} \sqrt{\frac{12(1+u)R_y}{(3+u)E}}.$$

Далее находим $b = h/[\zeta]$; $t_w = h/\lambda_w$; $t_f = b/\lambda_f$.

Проектирование оптимального сечения заканчиваем вычислением геометрических характеристик и проверкой прочности в плоскости действия изгибающего момента:

$$A = bh - (b - 2t_w)(h - 2t_f); \quad I_x = \left[bh^3 - (b - 2t_w)(h - 2t_f)^3 / 12 \right];$$

$$w_x = \frac{(2I_x)}{h}; \quad i_x = \sqrt{(I_x / A)}; \quad I_y = \frac{[b^3h - (b - 2t_w)^3(h - 2t_f)]}{12};$$

$$i_y = \sqrt{I_y / A}; \quad \bar{\lambda}_x = \frac{l_{xef}}{i_x} \sqrt{R_y / E}; \quad \bar{\lambda}_y = \frac{l_{yef}}{i_y} \sqrt{R_y / E}; \quad m_x = \frac{eA}{w_x};$$

$$\eta = (1,9 - 0,1m_x) - 0,02(6 - m_x) \bar{\lambda}_x; \quad m_{ef1} = \eta m_x; \quad m_{ef} = m_{ef}(\bar{\lambda}_x, m_{ef1}) -$$

$$\text{по табл. 76 из [2]; } \varphi_e = \varphi_e(\bar{\lambda}_x, m_{ef}) - \text{по табл. 74 из [2]; } \sigma = \frac{N}{\varphi_e A \gamma_c}.$$

3. Анализ результатов решения

Согласно п. 5. 32 СНиП работы [2] внецентренно-сжатые элементы, изгибаемые в плоскости наименьшей жесткости ($I_x < I_y$ и $e_x \neq 0$), при $\lambda_y \leq \lambda_x$ не требуют проверки на устойчивость из плоскости действия момента.

Принимая в качестве исходных данных $L = 18$ м; $L_K = 8$ м; $N_E = 2,00$ т; $N_K = 9,16$ т; $N = 11,16$ т; $M = 12,33$ т·м; материал – сталь 18 пс по ГОСТ 23570 с $R_y = 230$ МПа при толщине проката 4–20 мм; $\gamma_c = 0,9$; $E/R_y = 900$ и выполнив три шага итерации по приближенной методике и один по строгому методу, получаем значение целевой функции (1) $y = \min A = 96$ см² при следующих оптимизированных параметрах: $h = 120$ мм, $b = 450$ мм, $t_w = 3$ мм, $t_f = 10$ мм, и напряжениях при расчете в плоскости действия момента $\sigma = 238$ МПа.

По сравнению с трубчатой стрелой, выполненной из стали 10ХСНД [1] получаем экономию по массе 25 % и экономию по стоимости порядка 40 %. Погонный вес стрелы коробчатого сечения $q = 75$ кг/м; вес 2-метровой секции $Q_c = 150$ кг; вес стрелы без монтажных приспособлений $Q = 1350$ кг.

Укажем возможные варианты дальнейшей оптимизации веса стрелы:

а) принять при расчете по изложенному алгоритму распределенную нагрузку, соответствующую коробчатому сечению $q = 65$ кг/м. Оценочное улучшение проекта – 15 %;

- б) спроектировать ступенчатую стрелу с различными сечениями для нижней (L_K) и верхней ($L - L_K$) частей. Оценочное улучшение проекта – 25 %;
в) совместный учет (а) и (б). Ожидаемое улучшение проекта – 40 %.

Заключение

Полученные результаты являются валидными для использования в процессе конструирования стрелы сборного грузоподъемного устройства.

Список литературы

1. **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.
2. СНиП II – 23.81*. Стальные конструкции. – М. : ФГУП ЦПП, 2005. – 90 с.
3. Пособие по проектированию стальных конструкций (к СНиП II – 23–81*). – М. : ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 148 с.

References

1. Kravchenko P. D., Dudchenko A. N., Pavlov V. A. *Mashinostroenie i tekhnosfera XXI veka: sb. tr. XIX Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Machine building and technosphere of XXI century: proceedings of XIX International scientific and technical conference]. Donetsk, 2012, vol. 2, pp. 86–91.
2. *SNiP II – 23.81*. Stal'nye konstruksii* [Construction norms and regulations II – 23.81*. Steel constructions]. Moscow: FGUP TsPP, 2005, 90 p.
3. *Posobie po proektirovaniyu stal'nykh konstruksiy (k SNiP II – 23–81*)* [Steel construction design manual (for Construction norms and regulations II – 23.81*)]. Moscow: TsITP Gosstroya SSSR, 1989, 148 p

Кравченко Павел Давидович

доктор технических наук, профессор,
проректор по научной работе,
Волгодонский институт сервиса (филиал)
Южно-Российского государственного
университета экономики и сервиса
(Россия, Ростовская область,
г. Волгодонск, пр. Мира, 16)

E-mail: krapa21@yandex.ru

Дудченко Анатолий Николаевич

кандидат технических наук, доцент,
кафедра машиностроения и прикладной
механики, Волгодонский инженерно-
технический институт (филиал)
Национального научно-
исследовательского ядерного
университета «МИФИ» (Россия,
Ростовская область, г. Волгодонск,
ул. Ленина, 73/94)

E-mail: krapa21@yandex.ru

Kravchenko Pavel Davidovich

Doctor of engineering sciences, professor,
vice president for research, Volgodonskiy
Service Institute (branch) South-Russian
State University of Economics and Service
(16 Mira avenue, Volgodonsk, Rostov
region, Russia)

Dudchenko Anatoliy Nikolaevich

Candidate of engineering sciences, associate
professor, sub-department of mechanical
engineering and applied mechanics,
Volgodonskiy Institute (branch)
National Research Nuclear University
"MIFI" (73/94 Lenin street, Volgodonsk,
Rostov region, Russia)

УДК 624.04

Кравченко, В. Н.

Проектирование стрелы грузоподъемного устройства минимальной массы / П. Д. Кравченко, А. Н. Дудченко // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2013. – № 3 (27). – С. 199–209.