

УДК: 621.873

DOI: 10.30987/2658-6436-2021-1-13-22

А. А. Реутов

РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ КАНАТНОГО МЕХАНИЗМА ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ МОБИЛЬНОГО КРАНА

Проведен силовой анализ и компьютерное моделирование движения канатного механизма телескопической стрелы с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» с учетом механических характеристик канатов, секций стрел и их контактного взаимодействия. Получены зависимости для расчета предварительного натяжения канатов, установлены закономерности работы канатного механизма телескопической стрелы крана.

Ключевые слова: телескопическая стрела, канатный механизм, динамическая модель, универсальный механизм.

A.A. Reutov

CALCULATING AND MODELING ROPE MECHANISM OF A MOBILE CRANE TELESCOPIC BOOM

Power analysis and computer modeling of moving the telescopic boom rope mechanism using the “Universal Mechanism” software package, considering the mechanical characteristics of the ropes, boom sections and their contact interaction, have been carried out. The dependences for calculating the preliminary tension of the ropes are obtained, the regularities of operating the cable mechanism of the crane telescopic boom are established.

Keywords: telescopic boom, rope mechanism, dynamic model, universal mechanism.

Введение

Телескопические стрелы с гидравлическим приводом нашли широкое применение в современных мобильных грузоподъемных кранах. В России наиболее распространены мобильные краны грузоподъемностью 25...50 т и высотой подъема до 50 м (при использовании съемных удлинителей стрелы) с трех- и четырехсекционными стрелами, оснащенными канатным механизмом.

В [1] получена математическая модель для статического расчета телескопической стрелы с канатным механизмом. Система уравнений позволяет рассчитывать усилия гидроцилиндра и канатов механизма, силы давления и трения в опорах скольжения без учета сил инерции. Показано, что максимальные усилия гидроцилиндра и каната выдвигания секций необходимо рассчитывать из условия удержания секций стрелы с максимально разрешенным грузом; предварительное натяжение каната втягивания секций должно обеспечивать его растяжение при максимальном угле наклона стрелы.

В [2] разработана компьютерная многомассовая динамическая модель трехсекционной телескопической стрелы без канатного механизма в среде программного комплекса «Универсальный механизм» (УМ). Каждую секцию стрелы перемещает собственный гидроцилиндр. В результате моделирования получены зависимости усилий гидроцилиндров при равномерном выдвигании и втягивании секций, разной длине и углах наклона стрелы.

Одним из наиболее опасных видов отказов грузоподъемных кранов с телескопической стрелой является поломка канатного механизма. В [3] указано, что авария может произойти при подъеме стрелы вследствие неконтролируемого движения секций с ударом и разрушением.

Важным вопросом проектирования и эксплуатации телескопических стрел с канатным механизмом является расчет правильного предварительного натяжения канатов, обеспечивающего надежную работу телескопической стрелы на всех режимах, а также моделирование неисправностей телескопических стрел. Для этого необходимы силовой анализ и компьютерное моделирование движения канатного механизма телескопической стрелы как динамической системы с учетом механических характеристик канатов, секций и их контактного взаимодействия.

Статический расчет канатного механизма

Канатный механизм трехсекционной телескопической стрелы, применяемый на многих мобильных кранах, содержит канат выдвижения и канат втягивания секции 3 [4]. Секция 1 закреплена на поворотной платформе крана. Секция 2 перемещается относительно секции 1 гидроцилиндром. Секция 3 установлена внутри секции 2 и перемещается канатами выдвижения и втягивания.

Канат выдвижения имеет две ветви, расположенные в вертикальной плоскости. Оба конца каната выдвижения закреплены на секции 1 натяжителями (рис. 1).

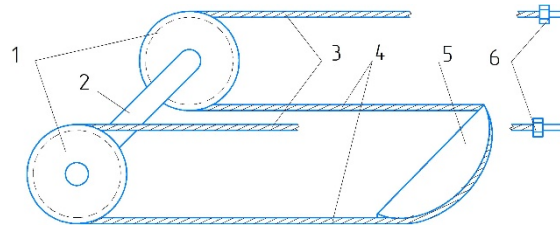


Рис. 1. Схема запасовки каната выдвижения: 1 – шкивы блока каната выдвижения, 2 – ось блока, 3 – верхняя ветвь каната выдвижения, 4 – нижняя ветвь каната выдвижения, 5 – полшкив секции 2, 6 – натяжители каната

Канат втягивания охватывает шкив блока, закрепленного на секции 2. Конец верхней ветви каната выдвижения закреплен на секции 3, конец нижней ветви - на секции 1 посредством натяжителя (рис. 2).

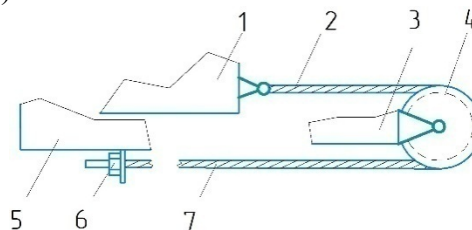


Рис. 2. Схема запасовки каната втягивания: 1 – секция 3, 2 – верхняя ветвь каната втягивания, 3 – секция 2, 4 – блок, 5 – секция 1, 6 – натяжитель каната, 7 – нижняя ветвь каната втягивания

Натяжение канатов должно быть в допустимых пределах при всех режимах работы. Превышение максимального допустимого значения силы натяжения приводит к разрушению каната или закреплению его концов. Снижение силы натяжения меньше минимально допустимого значения приводит к соскакиванию каната с блока механизма.

Уравнения Даламбера для 3-й секции стрелы с полиспадом и крюковой подвеской с грузом имеет вид

$$2S_1 - S_2 + F = 0. \quad (1)$$

Здесь S_1 – сила натяжения каната выдвижения, S_2 - сила натяжения каната втягивания,

F – проекция главного вектора внешних сил, сил трения и сил инерции на продольную ось y 3-й секции (рис. 3).

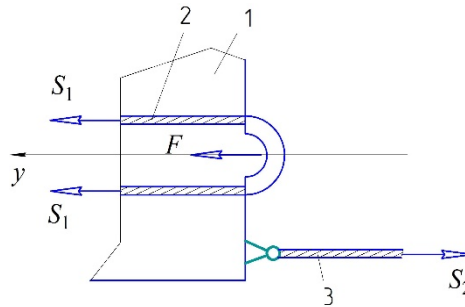


Рис. 3. Схема сил, действующих на секцию 3 (1 – секция 3, 2 – канат выдвигания, 3 – канат втягивания)

$$F = S_k + F_{in} + F_3 + (G_n + G_3) \sin \beta ,$$

где S_k – сила натяжения верхней ветви грузового каната; F_3 и F_{in} – проекции главных векторов сил трения и сил инерции на продольную ось y 3-й секции; G_n – вес полиспаста и крюковой подвески с грузом, G_3 – вес 3-й секции, β – угол наклона стрелы к горизонту.

Из уравнения (1) следует, что силы натяжения канатов могут изменяться при изменении сил трения, инерции и др. Выразим силы натяжения канатов выдвигания и втягивания через абсолютное удлинение половины каната выдвигания X

$$S_1 = S_{10} + C_1 X , S_2 = S_{20} - C_2 X . \quad (2)$$

Здесь S_{10} и S_{20} – предварительное натяжение канатов выдвигания и втягивания, C_1 и C_2 – жесткость на растяжение половины каната выдвигания и каната втягивания.

$$C_1 = 2E_1 / l_1 , C_2 = E_2 / l_2 ,$$

где, E_1 и E_2 – жесткости канатов выдвигания и втягивания на растяжение, l_1 и l_2 – длины канатов выдвигания и втягивания.

После предварительного натяжения примем $X = 0$, тогда из уравнения (1) следует, что

$$2S_{10} - S_{20} + F_0 = 0 ,$$

где F_0 – проекция главного вектора F при предварительном натяжении канатов. (Теперь X – это абсолютное удлинение половины каната выдвигания после предварительного натяжения.)

Из уравнений (1) и (2) следует, что

$$S_1 = S_{10} + (F_0 - F)\lambda_1 , S_2 = S_{20} - (F_0 - F)\lambda_2 ,$$

где $\lambda_1 = C_1 / (2C_1 + C_2)$ и $\lambda_2 = C_2 / (2C_1 + C_2)$.

Чтобы канат выдвигания оставался всегда натянутым, сила его предварительного натяжения S_{10} должна быть больше части λ_1 максимального для всех режимов увеличения проекции $(F - F_0)$. Аналогично, величина предварительного натяжения каната втягивания S_{20} должна быть больше части λ_2 максимального для всех режимов увеличения проекции $(F_0 - F)$.

$$S_{10} \triangleright (F - F_0)\lambda_1 , S_{20} \triangleright (F_0 - F)\lambda_2 . \quad (3)$$

На заводе-изготовителе телескопическую стрелу собирают, регулируют натяжение канатов, а затем устанавливают на кран. При этом полиспаст и крюковая подвеска отсутствуют.

Если секции 2 и 3 не зафиксированы относительно секции 1, то при предварительном натяжении каната выдвижения секция 3 начинает выдвигаться, если выполняется условие (без учета сопротивления вращению канатных блоков, сил инерции и отсутствия эффекта заклинивания секций):

$$2S_1 > S_2 + G_3(\sin \beta + f_0 \cos \beta).$$

Здесь f_0 – коэффициент трения покоя в опорах скольжения секций.

При предварительном натяжении каната втягивания секция 3 начинает втягиваться, если выполняется условие (при тех же допущениях)

$$S_2 > 2S_1 + G_3(-\sin \beta + f_0 \cos \beta).$$

Секция 2 при этом остается неподвижной.

Таким образом, при натяжении каната выдвижения

$$F_0 = -G_3(\sin \beta + f_0 \cos \beta).$$

При натяжении каната втягивания

$$F_0 = G_3(-\sin \beta + f_0 \cos \beta).$$

Так при натяжении каната выдвижения ($\beta = 0$, $G_3 = 8,44$ кН, $f_0 = 0,15$) $F_0 = -1,27$ кН, при натяжении каната втягивания $F_0 = +1,27$ кН.

В табл. 1 приведены величины сил S_{10} и S_{20} при поочередном натяжении канатов выдвижения и втягивания без фиксации секций 2 и 3 и $F_0 = \pm 1,27$ кН.

Таблица 1. Величины сил S_{10} и S_{20} при поочередном натяжении канатов выдвижения и втягивания без фиксации секций 2 и 3

Номер шага	S_{10} , кН	S_{20} , кН
1	0,635/0	0/1,27
2	0,635/1,27	2,54/1,27
3	1,905/1,27	2,54/3,81
4	1,905/2,54	5,08/3,81

В числителях приведены значения S_{10} и S_{20} , если натяжение канатов начинают с каната выдвижения; в знаменателях – если натяжение канатов начинают с каната втягивания.

Из (3) следует, что S_{10} необходимо определять по наибольшей величине $F > 0$, а S_{20} по наименьшей величине $F < 0$. Ориентировочные значения S_{10} и S_{20} можно рассчитать без учета сопротивления вращению канатных блоков, сил инерции и отсутствия эффекта заклинивания секций. Например, при равномерном подъеме груза и втянутых секциях проекция F определяется формулой

$$F = -G_n K_n^{-1} \zeta_n^{-1} - (G_n + G_3)(\sin \beta - f_0 \cos \beta), \quad (4)$$

где K_n – кратность грузового полиспаста, ζ_n – коэффициент полезного действия полиспаста.

При подъеме максимально допустимого груза массой 25 т ($\beta = 77^\circ$, $G_n = 248,2$ кН,

$G_3 = 8,44$ кН, $f_0 = 0,15$, $\zeta_n = 0,95$, $K_n = 8$) $F = -274,1$ кН. При статических испытаниях механизма подъема ($G_n = 296,8$ кН) и $F = -326,1$ кН.

При равномерном вытягивании секций с допустимым грузом, минимальной длиной стрелы и небольшим углом β проекция F определяется формулой

$$F = -G_n K_n^{-1} \zeta_n + (G_n + G_3)(-\sin \beta + f_0 \cos \beta). \quad (5)$$

Вытягивание секций при отсутствии эффекта их заклинивания не создает существенных по величине проекций $F > 0$. Так при вытягивании секций с допустимым грузом массой 3 т ($\beta = 5^\circ$, $G_n = 32,4$ кН, $G_3 = 8,44$ кН, $f_0 = 0,15$, $\zeta_n = 0,95$, $K_n = 6$) $F = -2,59$ кН, при вытягивании секций без груза ($G_n = 2,94$ кН) $F = +0,24$ кН.

При $C_1 = 2,72$ кН/м и $C_2 = 1,61$ кН/м $\lambda_1 = 0,386$ и $\lambda_2 = 0,229$. Тогда $F = 0,24$ кН, $F_0 = -1,27$ кН и канату выдвижения необходимо предварительное натяжение $S_{10} > 0,58$ кН. Для каната вытягивания при $F = -326,1$ кН и $F_0 = 1,27$ кН необходимо предварительное натяжение $S_{20} > 75$ кН.

Из формул (3) и расчетов следует, что канату вытягивание необходимо большее предварительное натяжение, чем канату выдвижения, так как при статических испытаниях механизма подъема абсолютная величина F многократно больше, чем при вытягивании секций. Данные таблицы 1 показывают, что создать существенно разные предварительные натяжения канатов возможно лишь при фиксации секций 2 и 3. Однако, после снятия фиксации секция 3 втянется, а секция 2 выдвинется так, чтобы натяжения канатов уравновесились и соответствовали уравнению (1) при $F = F_0$. Чтобы смещения секций 2 и 3 после снятия фиксации были небольшими, канат выдвижения необходимо дополнительно натянуть согласно (1) при $F = F_0$. Тогда для рассмотренного примера $S_{10} = 38,1$ кН.

Статический расчет ориентировочных значений S_{10} и S_{20} применим для начального этапа проектирования телескопической стрелы. Для окончательных проектных решений и проверки работоспособности необходимо компьютерное моделирование всех режимов работы телескопической стрелы.

Описание компьютерной модели телескопической стрелы

Для моделирования движения телескопической стрелы создана компьютерная модель трехсекционной стрелы в среде УМ. Компьютерная 2D-модель включает три секции стрелы, полиспаст с крюковой подвеской, груз, гидроцилиндр выдвижения секции 2, канатный механизм. Тела модели перемещаются в вертикальной плоскости уз. Силы и перемещения тел в направлении оси x не рассматриваются. Секция 1 может вращаться в вертикальной плоскости относительно оси крепления. Секции 2 и 3, полиспаст с крюковой подвеской, груз имеют три степени свободы.

Контактное взаимодействие каждой пары секций представлено 4 контактными силами «точка-плоскость», описанными в Руководстве пользователя УМ [5]. Силы трения F_{mp} в опорах скольжения секций выражена через коэффициент трения скольжения f и нормальные реакции N

$$F_{mp} = fN .$$

Величина коэффициента трения скольжения f зависит от скорости скольжения V_S . В модели принята экспоненциальная зависимость

$$f(V_S) = f_\infty + (f_0 - f_\infty) \exp(-V_S / v_{str}) ,$$

где f_0, f_∞ – коэффициенты трения при $V_S = 0$ и $V_S = \infty$; v_{str} – скорость Штрибека,

определяющая интервал экспоненциального уменьшения коэффициента трения.

Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, если скорость скольжения меняет направление на противоположное.

Канаты выдвижения и втягивания в компьютерной модели представлены телами каната (ТК), соединенными упруго-диссипативными элементами. Необходимые количества ТК N_1 и N_2 определяются соотношениями длин канатов (l_1 и l_2) и диаметров блоков (D_1 и D_2).

Обозначим расстояние между соседними ТК в растянутом состоянии l_{01} и l_{02} . Если принять соотношения $D_1/l_{01} > 3$ и $D_2/l_{02} > 3$, то

$$N_1 > 3l_1 / D_1 \text{ и } N_2 > 3l_2 / D_2.$$

Жесткости канатов выдвижения и втягивания на растяжение, коэффициенты вязкости определяют по экспериментальным данным затухающих продольных колебаний образцов канатов с грузом на конце [6].

Для канатных блоков механизмов выдвижения и втягивания моменты сопротивления вращению M_{Ci} выражены через реакции подшипников блоков R_i

$$M_{Ci} = R_i D_i (1 - \zeta) / 2(1 + \zeta), \quad i = 1, 2. \quad (6)$$

где D_i – диаметр i -го канатного блока, R_i – реакция подшипников i -го блока, ζ – коэффициент полезного действия блока.

Моделирование грузового каната цепью ТК и упруго-диссипативных элементов приводит к усложнению модели при увеличении кратности полиспаста. Существенно упростить модель полиспаста можно, если не учитывать изменение массы и жесткости каната полиспаста при изменении его длины, а рассмотреть только изменение длины полиспаста [7]. В этом случае модель полиспаста включает верхний блок, соединенный с нижним блоком поступательным шарниром. При заторможенном барабане грузового каната поступательный шарнир обеспечивает изменение длины полиспаста Δ_n по закону

$$\Delta_n(t) = \Delta_b(t) / K_n, \quad (7)$$

где t – время, Δ_b – изменение длины стрелы.

Жесткость на растяжение и коэффициент диссипации полиспаста C_p и μ_p вычислялись для ветвей каната средней для рассматриваемой задачи длины полиспаста l_p

$$C_p = K_n E_k / l_p, \quad \mu_p = K_n \eta_k / l_p,$$

где E_k и η_k – жесткость на растяжение и коэффициент вязкости при растяжении грузового каната.

Поскольку полиспаст соединен последовательно со стропами, эквивалентная жесткость на растяжение одной стропы C_e , учитывающая жесткость на растяжение полиспаста, определяется выражением

$$C_e = C_p C_c N_c / (C_p + C_c N_c),$$

где N_c – количество строп в подвеске, C_c – жесткость на растяжение стропы.

Аналогично эквивалентный коэффициент диссипации стропы μ_e определяется выражением

$$\mu_e = \mu_p \mu_c N_c / (\mu_p + \mu_c N_c),$$

где μ_c – коэффициент диссипации стропы.

Воздействие верхней ветви грузового каната на секцию 3 представлено силой S_k .

$$S_k = R_n / K_n \zeta_n \text{ при подъеме груза; } S_k = R_n \zeta_n / K_n \text{ при опускании груза.} \quad (8)$$

Здесь R_n – реакция подшипников верхнего блока полиспаста.

В компьютерной модели зависимости (6, 7 и 8) созданы с использованием мастера связи с внешними библиотеками [8].

Результаты моделирования

Для выдвигания и втягивания секций с заданной скоростью усилие гидроцилиндра выдвигания F_h задано формулой

$$F_h = \gamma_0 + \gamma_1(v_{20} - v_2),$$

где γ_0 и γ_1 – коэффициенты, v_{20} и v_2 – заданная и текущая скорости выдвигания секции 2.

При выдвигании секций стрелы $F = F_h$.

На рис. 4 приведены графики изменения силы гидроцилиндра F_h при выдвигании секций стрелы с постоянной длиной полиспаста ($v_{20} = 0,2$ м/с, $G_n = 2,94$ кН без груза, $G_n = 32,37$ кН с грузом массой 3 т, $G_3 = 8,44$ кН, $\zeta_n = 0,95$, $K_n = 6$, $f_0 = 0,155$, $f_\infty = 0,15$, $v_{str} = 0,01$ м/с).

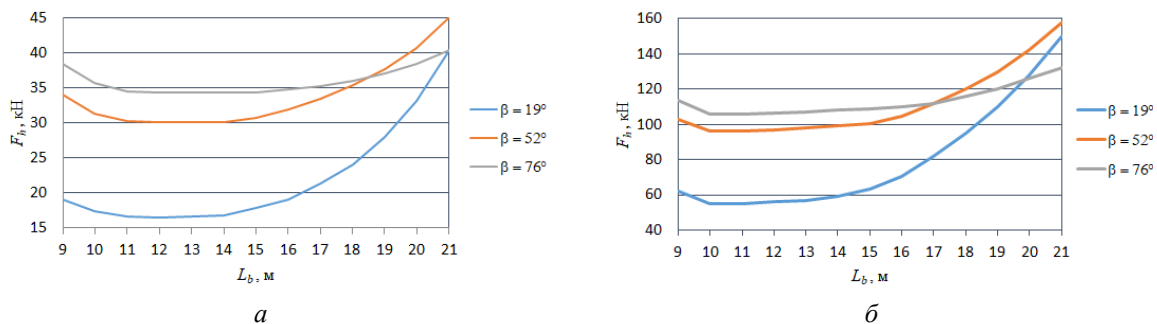


Рис. 4. Графики изменения силы F_h (кН) при выдвигании секций стрелы: *a* – без груза, *б* – с грузом массой 3 т

Результаты моделирования показывают увеличение силы выдвигания гидроцилиндра с увеличением длины стрелы и угла β (рис. 4), хотя максимальное значение F_h при $\beta = 76^\circ$ (136,5 кН) меньше, чем при $\beta = 52^\circ$ (161,5 кН) из-за ослабления эффекта заклинивания при больших углах наклона стрелы.

При минимальной длине стрелы секция 2 опирается на секцию 1, а секция 3 на секцию 2 двумя нижними контактными точками. При сохранении такой схемы контакта перемещение секций не изменяет суммарную силу трения в опорах скольжения при неизменном угле наклона стрелы.

При увеличении длины стрелы происходит изменение схемы контакта секций. В контакт вступают верхние контактные точки, и перемещение секций изменяет суммарную силу трения в опорах скольжения. Удлинение стрелы сопровождается увеличением суммарной силы трения в опорах скольжения (при неизменном угле наклона стрелы). То есть, эффект заклинивания начинается, когда в контакт вступают верхние контактные точки.

В табл. 2 приведены значения сил натяжения канатов выдвигания и втягивания S_1 и S_2 для различных режимов работы телескопической стрелы, полученные в результате

компьютерного моделирования.

Таблица 2. Значения сил натяжения канатов S_1 и S_2

Операция	β , град	L_b , м	M_n , т	S_1 , кН	S_2 , кН
Предварительное натяжение канатов	0	9	0	95,5	181
Подъем груза	77	9	30,25	178	9,8
Подъем груза	77	9	25,3	162,5	43
Выдвижение стрелы с грузом	52	9	3,3	105	168
Выдвижение стрелы с грузом	52	21	3,3	114	156
Выдвижение стрелы с грузом	19	9	3,3	104	174
Выдвижение стрелы с грузом	19	21	3,3	113	159
Втягивание стрелы с грузом	19	21	3,3	82,5	208
Втягивание стрелы с грузом	19	12,2	3,3	100	186

M_n – масса полиспаста и крюковой подвески с грузом.

Для рассмотренных режимов работы сила натяжения каната выдвижения достигает максимальной величины (178 кН) при статических испытаниях механизма подъема груза, наименьшей (82,5 кН) при втягивании стрелы с грузом.

Сила натяжения каната втягивания достигает максимальной величины (208 кН) при втягивании стрелы с грузом, наименьшей (9,8 кН) при статических испытаниях механизма подъема груза.

Компьютерное моделирование показало, что ориентировочные значения сил предварительного натяжения канатов S_{10} и S_{20} , рассчитанные по формулам (1), (4) и (5) без учета сопротивления вращению канатных блоков, сил инерции и заклинивания секций, оказались в 2,5 и 2,4 раза меньше результатов моделирования. Наибольший вклад в расхождение ориентировочных и модельных значений сил предварительного натяжения канатов вносит эффект заклинивания секций.

Предварительное натяжение каната выдвижения может быть снижено до 74 кН, а каната втягивания до 138 кН, если допустить опирание секции 3 на секцию 2 при подъеме максимального груза массой 25 т и статических испытаниях крана.

В [3] указано, что при ослаблении натяжения возможно соскакивание каната со шкива. При углах подъема стрелы $\beta > \beta_1$ секция 3 начинает неуправляемо скользить вниз, независимо от движения секции 2. С учетом формулы (5) скольжение секции 3 без заклинивания начинается при $F < 0$. То есть, для $f_0 = 0,155$, $\zeta_n = 0,95$, $K_n = 6$ и $M_n = 0...3,3$ т $\beta_1 = 6,4...1,67^\circ$. Опускание груза на опорную поверхность снижает натяжение грузового каната, и скольжение секции 3 замедляется или прекращается.

Моделирование аварийного втягивания секций при обрыве или ослаблении крепления каната выдвижения показывает, что снижение силы натяжения каната выдвижения S_1 сопровождается резким втягиванием секции 3 на величину порядка F/C_2 и падением натяжения каната втягивания.

При $L_b = 17$ м проявляется эффект заклинивания 3-й секции и $\beta_1 = 12,5...0^\circ$ при $M_n = 0...3,3$ т. При $L_b = 21$ м эффект заклинивания 3-й секции усиливается и $\beta_1 = 28...44,7^\circ$ ($M_n = 0...3,3$ т).

При падении силы натяжения каната выдвижения секция 3 втягивается рывком на 0,57...0,3 м при $L_b = 17$ м и на 0,4...0,2 м при $L_b = 21$ м ($M_n = 0...3,3$ т и $\beta = 0$). Скорость секции 3 достигает 2,05...4,97 м/с в момент удара о секцию 2 ($L_b = 21$ м, $M_n = 0...3,3$ т, $\beta = 28...44,7^\circ$). Усилие в стропах возрастает в 10...15 раз. Груз, раскачиваясь на стропах, ударяет по секции 2.

При обрыве или ослаблении крепления каната втягивания сила натяжения каната выдвижения также резко снижается до величины $F_0/2$. Секция 3 рывком выдвигается и затем

остаётся в выдвинутом положении даже при втягивании секции 2 и углах подъема стрелы $\beta \leq \beta_2$. При $L_b = 21$ м и $M_n = 3,3$ т секция 3 выдвинулась на 0,2 м.

Если секция 2 неподвижна, то при угле $\beta \geq \beta_2$ секция 3 выдвигается на величину порядка $F/2C_1$, и канат выдвижения натягивается. Секция 3 остаётся в таком положении под действием силы S_1 . В дальнейшем, если секция 2 была втянута, то при увеличении угла $\beta > \beta_2$, колебаниях стрелы или снятии груза секция 3 начинает самопроизвольно скользить вниз и ударяет в секцию 2.

Для $L_b = 21$ м $\beta_2 = 52...57,8^\circ$ при $M_n = 0...3,3$ т. Угол β_2 больше β_1 , так как секция 3 выдвинулась, а не втянулась при обрыве каната втягивания, и эффект ее заклинивания усилился.

Заключение

Получены зависимости для расчета предварительного натяжения канатов механизма выдвижения секций на начальном этапе проектирования телескопической стрелы. Показано, что канату втягивания необходимо большее предварительное натяжение, чем канату выдвижения.

Разработана компьютерная многомассовая динамическая модель движения канатного механизма телескопической стрелы, позволяющая более точно определять параметры силового и кинематического взаимодействия элементов канатного механизма с учетом механических характеристик канатов, секций и их контактного взаимодействия.

Для определения экстремальных значений сил натяжения канатов выдвижения и втягивания необходимо моделирование подъема груза, соответствующего статическим испытаниям крана, и втягивание разрешенного груза при минимальном угле наклона и максимальной длине стрелы.

Сила натяжения каната выдвижения достигает максимальной величины при статических испытаниях, минимальной при втягивании стрелы с грузом. Сила натяжения каната втягивания достигает максимальной величины при втягивании стрелы с грузом, минимальной при статических испытаниях.

Ориентировочные значения сил предварительного натяжения канатов, рассчитанные без учета сопротивления вращению канатных блоков, сил инерции и заклинивания секций, в 2,4...2,5 раза меньше результатов моделирования и не могут использоваться для проектных расчетов. Наибольший вклад в расхождение ориентировочных и модельных значений сил предварительного натяжения канатов вносит эффект заклинивания секций.

Проведено моделирование аварийного втягивания секций при обрыве или ослаблении крепления каната выдвижения, которое показало, что при углах подъема стрелы (длиной 21 м) более $28...44,7^\circ$ секция 3 начинает неуправляемо скользить вниз, независимо от движения секции 2. Падение силы натяжения каната выдвижения сопровождается резким втягиванием секции 3 на величину порядка на 0,57...0,2 м и снижением натяжения каната втягивания.

При обрыве или ослаблении крепления каната втягивания сила натяжения каната выдвижения также резко снижается. Секция 3 рывком выдвигается и затем остаётся в выдвинутом положении даже при втягивании секции 2 и углах подъема стрелы (длиной 21 м) меньше $52...57,8^\circ$.

Компьютерную модель и установленные закономерности работы канатного механизма телескопической стрелы целесообразно использовать при проектировании грузоподъемных кранов с телескопическими стрелами.

Список литературы:

References:

1. Реутов, А.А. Расчет усилий механизма выдвижения телескопической стрелы / А.А. Реутов // Вестник Брянского гос. технического ун-та. – 2013. – № 3, – с. 41-45.
2. Шестеров, Ю.В. Моделирование выдвижения секций телескопической стрелы крана / Ю.В. Шестеров // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: материалы Всерос. науч.-практ. конф. / Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск, 2019. – С. 55-60.
3. Becker, R. The great book of mobile and crawler cranes/ R. Becker // Handbook of mobile and crawler crane technology / Griesheim, Germany, KM Verlags GmbH. – 2001. – Vol.1 – P.404. – ISBN 3-934518-00-2
4. Кран автомобильный КС-55713-5К-1. Руководство по эксплуатации КС-55713-5К-1.00.000 РЭ. – URL:<http://oaokaz.ru/catalog/avtokran/KS-55713-5K-1> (дата обращения: 21.05.2020). – Текст : электронный.
5. Программа ввода данных. Руководство пользователя. – URL:http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (дата обращения: 21.05.2020). – Текст: электронный.
6. Реутов, А.А. Моделирование приводов ленточных конвейеров / А.А. Реутов. – Брянск: Изд-во Брянского гос. технического ун-та, 2011. – С. 141-142.
7. Реутов, А.А. Динамическая модель полиспафта механизма подъема груза /А.А. Реутов // Сб. научн. трудов XII-ой Междунар. научно-практ. конф. «Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации» 19-20 марта 2015 г. / Юго-Западный гос. ун-т. – Курск, 2015. – т. 3. – С. 391-394.
8. Примеры моделирования. Руководство пользователя. – URL:http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/07_um_data_input_program.pdf. (дата обращения: 21.05.2020). – Текст: электронный.

1. Reutov, A.A. Calculation the Efforts of the Mechanism for Telescopic Boom Extension / A.A. Reutov // Bulletin of Bryansk State Technical University. – 2013. – № 3, – pp. 41-45.
2. Shestеров, Yu.V. Modeling the Section Extension of a Crane Telescopic Boom / Yu.V. Shestеров // Innovative development of lifting and transport equipment: materials of the All-Russian scientific-practical conf. / Bryansk State Technical University. – Bryansk, 2019. – pp. 55-60.
3. Becker, R. The Great Book of Mobile and Crawler Cranes/ R. Becker // Handbook of mobile and crawler crane technology / Griesheim, Germany, KM Verlags GmbH. – 2001. – vol. 1 – P.404. – ISBN 3-934518-00-2
4. Automobile Crane KS-55713-5K-1. Operation manual KS-55713-5K-1.00.000 RE. – Available at: <http://oaokaz.ru/catalog/avtokran/KS-55713-5K-1> (accessed 21 May 2020). – Text: electronic.
5. Data entry program. User guide. – Available at: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (accessed 21 May 2020). – Text: electronic.
6. Reutov, A.A. Modeling belt conveyor drives / A.A. Reutov. – Bryansk: Publishing house of Bryansk State Technical University, 2011. – pp. 141-142.
7. Reutov, A.A. Dynamic Model of the Hoist Mechanism for Lifting the Load / A.A. Reutov // Proceedings of the XIIth Intern. scientific and practical conf. “Modern Instrumental Systems, Information Technology and Innovation” March 19-20, 2015 / the Southwest State University. – Kursk, 2015. – vol. 3. – pp. 391-394.
8. Examples of modeling. User guide. – Available at: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/07_um_data_input_program.pdf. (accessed 21 May 2020). – Text: electronic.

Статья поступила в редколлегию 20.01.2021

*Рецензент: д-р. техн. наук, доцент,
Брянский государственный технический университет
Захарова А.А.*

Статья принята к публикации 25.01.2021.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Реутов Александр Алексеевич

д.т.н., профессор, профессор кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»,
E-mail: bgtu2012@yandex.ru

Reutov A.A.

Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department “Mechanical Handling Machines and Equipment” of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Bryansk State Technical University”
E-mail: bgtu2012@yandex.ru.