

4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 631.171

DOI: 10.53914/issn2071-2243_2025_1_70

EDN: LTMWNI

Обоснование параметров специального пути для перемещения робота в теплице

Владимир Викторович Васильев^{1✉}, Дмитрий Николаевич Афоничев²

^{1,2} Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I,
Воронеж, Россия

¹ vasiliev.vladimir87@mail.ru✉

Аннотация. Предложена роботизированная теплица, характеризующаяся сниженной металлоемкостью и увеличенным продольным ходом робота. Снижение металлоемкости теплицы и обеспечение увеличенного продольного хода робота достигаются укладкой сверху рядов вертикальных опор двутавровых продольных балок таким образом, что их нижние полки располагаются на вертикальных опорах, а верхние полки, имеющие с нижней стороны зубчатые рейки, находятся на одном уровне, а также размещением на верхних полках двутавровых продольных балок на роликах опорных тележек, снабженных кронштейнами, к которым прикрепляются серводвигатели, имеющие зубчатые колеса, входящие в зацепление с зубчатыми рейками. Опорные тележки соединены между собой ограничителями и ходовым винтом, который приводится в движение серводвигателем. Робот включает в себя подвижную платформу, через которую проходят ограничители и ходовой винт. Предложена методика обоснования параметров специального пути для перемещения робота в теплице, где основными его элементами являются вертикальные опоры, двутавровые продольные балки, ограничители, ходовой винт. Расчет параметров вертикальных опор осуществляется по прочности на сжатие, а их размеры зависят от условий эксплуатации робота, продольной сжимающей силы, предельно допустимого напряжения при сжатии. Параметры двутавровых продольных балок регламентируются условием прочности при поперечном изгибе, где на выбор их размеров влияют осевой момент сопротивления, сила сосредоточения, предельно допустимое напряжение при изгибе, расстояние между роликами опорной тележки. Условие прочности при сложном сопротивлении по третьей теории прочности используется для обоснования параметров ходового винта. При этом на значения параметров ходового винта оказывают влияние установленное расстояние между стенками опорных тележек, предельно допустимое напряжение при изгибе, суммарный изгибающий момент, крутящий момент. Определение основных параметров пары ограничителей выполняется по условию прочности при поперечном изгибе.

Ключевые слова: роботизированная теплица, робот, специальный путь, вертикальная опора, продольная балка, ограничитель, ходовой винт

Для цитирования: Васильев В.В., Афоничев Д.Н. Обоснование параметров специального пути для перемещения робота в теплице // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2025. Т. 18, № 1(84). С. 70–83. https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2025_1_70-83.

4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

Substantiation of estimated parameters of robot's travel path in a greenhouse

Vladimir V. Vasiliev^{1✉}, Dmitry N. Afonichev²

^{1,2} Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great,
Voronezh, Russia

¹ vasiliev.vladimir87@mail.ru✉

Abstract. The authors proposed a robotic greenhouse characterized by reduced metal consumption and increased robot's longitudinal travel. Reducing metal consumption of the greenhouse and ensuring an increased robot's longitudinal travel are achieved by stacking rows of vertical supports of I-beams on top so that their lower

shelves are located on vertical supports, and the upper shelves, having racks on the lower side, are on the same level, as well as placing I-beams on the upper shelves on the rollers of support sledges, equipped with brackets to which servomotors are attached, having gear wheels engaged with racks. The support sledges are interconnected by limiters and an actuating screw, which is driven by a servomotor. The robot includes a movable platform through which the limiters and the lead screw pass. A method is proposed for substantiating estimated parameters of robot's travel path in a greenhouse, where its main elements are vertical supports, I-beam longitudinal beams, limiters, and actuating screw. The parameters of vertical supports are calculated based on compressive strength, and their dimensions depend on the operating conditions of the robot, the longitudinal compressive force, and the maximum allowable compressive stress. The parameters of I-beam longitudinal beams are regulated by the condition of strength in transverse bending, where their dimensions selection is influenced by the axial moment of resistance, the force of concentration, the maximum allowable bending stress, and the distance between the rollers of the support sledges. The strength condition for integrated resistance according to the maximum-shear theory is used to substantiate lead screw parameters. In this case, the values of lead screw parameters are influenced by the set-up distance between the walls of the support sledges, the maximum allowable bending stress, the total bending moment, and the torque. The main parameters of a pair of limiters are determined according to strength condition at transverse bending.

Keywords: robotic greenhouse, robot, travel path, vertical support, longitudinal beam, limiter, lead screw

For citation: Vasiliev V.V., Afonichev D.N. Substantiation of estimated parameters of robot's travel path in a greenhouse. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2025;18(1):70-83. (In Russ.). https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2025_1_70-83.

Введение

Выращивание овощей и фруктов в открытом и защищенном грунте является в настоящее время ведущим направлением развития современного сельского хозяйства. Особое внимание уделяется выращиванию овощей и фруктов в защищенном грунте, так как во многих странах мира значительная часть выращенной продукции приходится на тепличные комплексы [14, 15, 16, 18]. Что касается Российской Федерации, то объемы выращивания овощей и фруктов в защищенном грунте на ее территории с каждым годом увеличиваются не только за счет совершенствования технологии выращивания сельскохозяйственной продукции, но и за счет строительства масштабных тепличных комплексов [5, 6, 8, 9].

Технологические процессы выращивания овощей и фруктов в защищенном грунте являются сложными, требуют привлечения повышенных трудовых и материальных ресурсов [5, 6, 8, 9]. Это связано с тем, что в действующих тепличных комплексах посев и уход за растениями, сбор урожая производятся ручным или механизированным способами. При этом автоматизация процессов, как правило, реализована в отношении полива растений, обогрева и контроля климата в теплицах. Для повышения эффективности функционирования теплиц комплексов требуется автоматизация полного цикла производства за счет точечного внедрения роботизированных комплексов.

С учетом опыта автоматизации технологических процессов выращивания овощей и фруктов в защищенном грунте [2, 15, 11, 17], который базируется на использовании роботов в качестве машин, выполняющих трудоемкие циклические работы, предложена теплица с роботом, имеющим увеличенный продольный ход (рис. 1 и 2).

Роботизированная теплица [3, 4, 11] содержит основание 1, где вдоль длинных сторон размещены ряды вертикальных, параллельных друг другу опор 2. Сверху рядов вертикальных опор 2 уложены двутавровые продольные балки 3, таким образом, что их нижние полки 4 располагаются на вертикальных опорах 2, а верхние полки 5, имеющие с нижней стороны зубчатые рейки 6, находятся на одном уровне. На верхних полках 5 двутавровых продольных балок 3 на роликах 7 устанавливаются опорные тележки 8, снабженные кронштейнами 9, к которых прикрепляются серводвигатели 10, имеющие зубчатые колеса 11, входящие в зацепление с зубчатыми рейками 6.

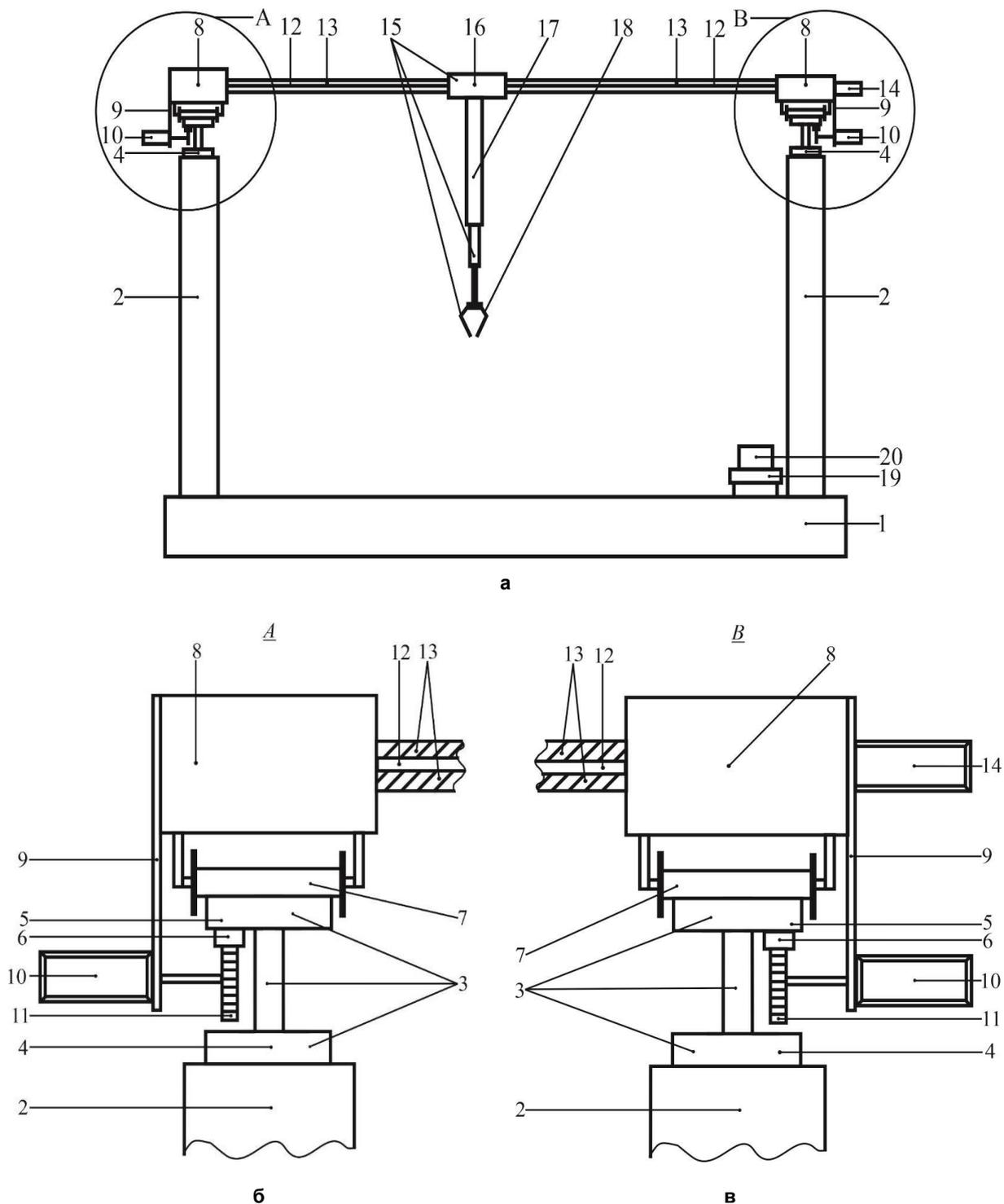


Рис. 1. Роботизированная теплица: а – вид спереди; б – узел А; в – узел В

Опорные тележки 8 соединены между собой ограничителями 12 и ходовым винтом 13, который приводится в движение серводвигателем 14. Робот 15 включает в себя подвижную платформу 16, через которую проходят ограничители 12 и ходовой винт 13. На подвижной платформе 16 в вертикальном положении закреплена электрическая телескопическая штанга 17, направленная вниз и имеющая на конце захватывающее устройство 18. На основании 1 теплицы со стороны одного ряда вертикальных опор 2 размещен транспортер 19 для подачи короба 20 к роботу 15.

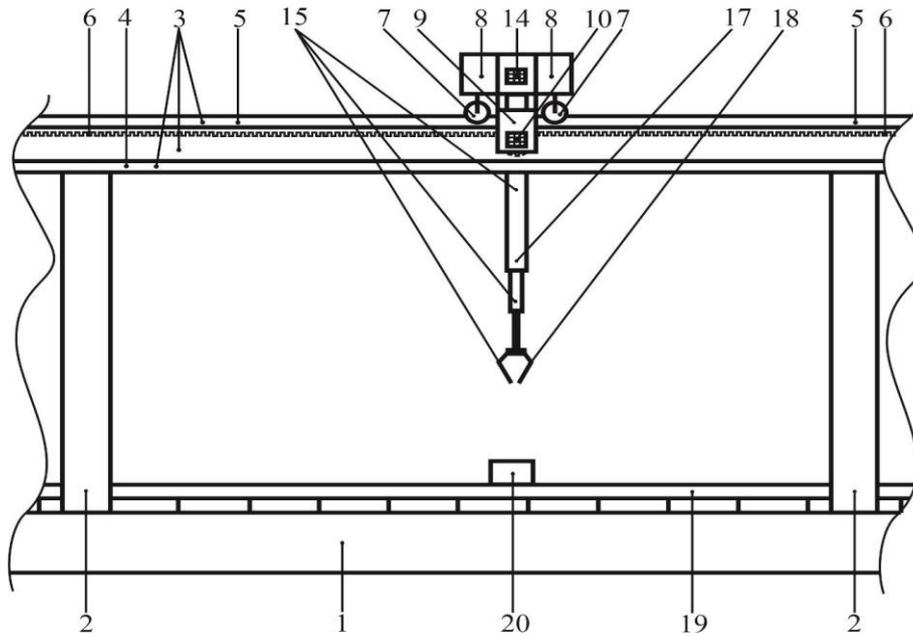


Рис. 2. Роботизированная теплица, вид сбоку

Проектирование тепличных комплексов и систем их жизнеобеспечения, примеры расчета фундаментов, несущего каркаса и покрытия теплицы подробно изложены в работах [5, 8, 9, 13, 15, 18], но при этом отсутствует методика обоснования параметров специального пути для перемещения робота в теплице. На основании вышесказанного определена цель работы: разработать методику обоснования параметров специального пути для перемещения робота в теплице.

Методика исследования

Организуемый специальный путь в предложенной теплице предназначен для обеспечения перемещения робота в продольном и поперечном направлениях. Поперечное направление движения робота в теплице обеспечивается за счет ходового винта и ограничителей, опирающихся на опорные тележки, где ходовой винт приводится в движение серводвигателем. В данном случае основными элементами специального пути для перемещения робота в поперечном направлении теплицы являются ограничители и ходовой винт, которые воспринимают всю нагрузку от робота в процессе его работы. Продольное направление движения робота в теплице реализуется путем движения опорных тележек по двутавровым продольным балкам, уложенным на вертикальные опоры, где опорные тележки приводятся в движение серводвигателями. Основными элементами специального пути робота для перемещения в продольном направлении служат вертикальные опоры и двутавровые продольные балки, которые воспринимают все нагрузки от робота, ограничителей, ходового винта, опорных тележек, а также от серводвигателей.

Обоснование параметров специального пути для перемещения робота в теплице сводится к установлению параметров поперечного сечения вертикальных опор, двутавровых продольных балок, ограничителей, ходового винта.

Вертикальные опоры воспринимают нагрузку от двутавровых продольных балок с зубчатыми рейками, опорных тележек, оснащенных приводами, а также от ограничителей, ходового винта и робота. В результате этого происходит сжатие каждой вертикальной опоры, а в ее поперечных сечениях присутствуют равномерно распределенные нормальные напряжения, то есть в поперечном сечении вертикальных опор возникает только продольная сила.

С учетом гипотезы плоских сечений [1, 7, 10, 12, 19, 20] условие прочности каждой вертикальной опоры следующее:

$$\sigma_{\max \text{BO}} = \frac{|-N_{\max \text{BO}}|}{F_{\text{BO}}} \leq [\sigma_{\text{BO}}], \quad (1)$$

где $\sigma_{\max \text{BO}}$ – максимальное нормальное напряжение, возникающее в поперечном сечении вертикальной опоры, Па;

$N_{\max \text{BO}}$ – максимальная продольная сжимающая сила, возникающая в поперечном сечении вертикальной опоры, Н;

F_{BO} – площадь поперечного сечения вертикальной опоры, м²;

$[\sigma_{\text{BO}}]$ – допускаемое нормальное напряжение при сжатии вертикальной опоры, Па.

Двухавровые продольные балки с зубчатыми рейками принимают нагрузку от опорных тележек, оснащенных приводами, ограничителей, ходового винта и робота. На основании сказанного уточняем, что каждая двухавровая продольная балка в результате действия на нее внешних сил подвержена поперечному изгибу. Следовательно, усилиями, действующими в плоскости поперечного сечения каждой двухавровой продольной балки, являются поперечная сила и изгибающий момент, а в поперечных сечениях каждой двухавровой продольной балки действуют нормальные и касательные напряжения. На основании закона Гука и работ Журавского [1, 7, 10, 12, 19, 20], условия прочности каждой двухавровой продольной балки при действии нормального и касательного напряжений выражаются уравнениями:

$$\sigma_{\max \text{ДПБ}} = \frac{M_{\max \text{ДПБ}}}{W_{\text{ДПБ}}} \leq [\sigma_{\text{ДПБ}}]; \quad (2)$$

$$\tau_{\max \text{ДПБ}} = \frac{Q_{\text{ДПБ}} S_{\text{ДПБ}}}{b_{\text{ДПБ}} J_{\text{ДПБ}}} \leq [\tau_{\text{ДПБ}}], \quad (3)$$

где $\sigma_{\max \text{ДПБ}}$ – максимальное напряжение, возникающее в двухавровой продольной балке, Па;

$M_{\max \text{ДПБ}}$ – максимальный изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении двухавровой продольной балки, Н·м;

$W_{\text{ДПБ}}$ – осевой момент сопротивления сечения двухавровой продольной балки, м³;

$[\sigma_{\text{ДПБ}}]$ – допускаемое напряжение при изгибе двухавровой продольной балки, Па;

$\tau_{\max \text{ДПБ}}$ – максимальное касательное напряжение, возникающее в двухавровой продольной балке, Па;

$Q_{\text{ДПБ}}$ – поперечная сила, возникающая в исследуемом поперечном сечении двухавровой продольной балки, Н;

$S_{\text{ДПБ}}$ – статический момент части сечения, лежащей выше нейтральной оси, м³;

$b_{\text{ДПБ}}$ – ширина сечения на нейтральной оси, м;

$J_{\text{ДПБ}}$ – момент инерции сечения относительно его нейтральной оси, м⁴;

$[\tau_{\text{ДПБ}}]$ – допускаемое касательное напряжение при изгибе двухавровой продольной балки, Па.

Ходовой винт приводится в движение серводвигателем 14, который, вращаясь, перемещает в горизонтальной плоскости подвижную платформу робота, где дополнительно подвижную платформу предотвращают от кручения два ограничителя. В резуль-

тате этого ходовой винт одновременно испытывает деформацию кручения и деформацию поперечного изгиба, то есть возникает изгиб с кручением, являющийся частным случаем сложного сопротивления, а следовательно, ходовой винт находится под действием изгибающего и крутящего моментов.

С учетом теории прочности и основных рекомендаций расчета сложного сопротивления [1, 7, 10, 12, 19, 20], запишем условие прочности ходового винта:

$$\sigma_{\max \text{ЭХВ}} = \frac{M_{\max \text{ПХВ}}}{W_{\text{ХВ}}} \leq [\sigma_{\text{ЭХВ}}], \quad (4)$$

где $\sigma_{\max \text{ЭХВ}}$ – максимальное эквивалентное напряжение, возникающее в ходовом винте, Па;

$M_{\max \text{ПХВ}}$ – максимальный приведенный момент, возникающий в поперечном сечении ходового винта, Н·м;

$W_{\text{ХВ}}$ – осевой момент сопротивления сечения ходового винта, м³;

$[\sigma_{\text{ЭХВ}}]$ – допускаемое эквивалентное напряжение, Па.

Ограничители выступают в качестве направляющих для робота и также, как ходовой винт, воспринимают частичную нагрузку от веса робота. Устанавливаем, что каждый ограничитель воспринимает деформацию изгиба, а следовательно, в его поперечных сечениях действуют нормальные и касательные напряжения. Принимаем, что поперечное сечение ограничителей – круглое. На основании закона Гука и работ Журавского [1, 7, 10, 12, 19, 20] условия прочности каждого ограничителя с учетом действия нормального и касательного напряжений в его поперечном сечении соответственно равны:

$$\sigma_{\max \text{О}} = \frac{M_{\max \text{О}}}{W_{\text{О}}} \leq [\sigma_{\text{О}}]; \quad (5)$$

$$\tau_{\max \text{О}} = \frac{4}{3} \frac{Q_{\text{О}}}{F_{\text{О}}} \leq [\tau_{\text{О}}], \quad (6)$$

где $\sigma_{\max \text{О}}$ – максимальное напряжение, возникающее в ограничителе, Па;

$M_{\max \text{О}}$ – максимальный изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении ограничителя, Н·м;

$W_{\text{О}}$ – осевой момент сопротивления сечения ограничителя, м³;

$[\sigma_{\text{О}}]$ – допустимое напряжение при изгибе ограничителя, Па;

$\tau_{\max \text{О}}$ – максимальное касательное напряжение, возникающее в ограничителе, Па;

$Q_{\text{О}}$ – поперечная сила, возникающая в исследуемом поперечном сечении ограничителя, Н;

$F_{\text{О}}$ – площадь поперечного сечения ограничителя, м²;

$[\tau_{\text{О}}]$ – допускаемое касательное напряжение при изгибе ограничителя, Па.

Результаты и их обсуждение

В практических условиях поперечное сечение вертикальной опоры может иметь различную геометрическую конфигурацию. Следовательно, при расчете вертикальной опоры на прочность необходимо учитывать вид геометрической конфигурации поперечного сечения.

При установлении параметров поперечного сечения вертикальной опоры, на основании условия прочности (1), запишем следующее равенство:

$$[\sigma_{\text{ВО}}] = \frac{|-N_{\max \text{ВО}}|}{F_{\text{ВО}}}. \quad (7)$$

В равенстве (7) допускаемое нормальное напряжение при сжатии вертикальной опоры, на основании рекомендаций [1, 7, 10, 12, 19, 20], определяется из выражения

$$[\sigma_{\text{ВО}}] = \frac{\sigma_{\text{СВО}} k_{\text{ПСВО}}}{[k_{\text{ЗСВО}}]}, \quad (8)$$

где $\sigma_{\text{СВО}}$ – предельно допустимое нормальное напряжение при сжатии вертикальной опоры, Па;

$k_{\text{ПСВО}}$ – коэффициент понижения расчетного напряжения, учитывающий явление изгиба, ослабление сваркой, собственный вес и неравномерность нагрузок при сжатии вертикальной опоры, равный 0,5;

$[k_{\text{ЗСВО}}]$ – коэффициент запаса прочности при сжатии вертикальной опоры, равный 1,4–2,0 [7, 10].

Подставив равенство (8) в зависимость (7), выразим площадь поперечного сечения вертикальной опоры:

$$F_{\text{ВО}} = \frac{|-N_{\text{maxBO}}| [k_{\text{ЗСВО}}]}{\sigma_{\text{С}} k_{\text{ПСВО}}}. \quad (9)$$

В равенстве (9) максимальная продольная сжимающая сила, возникающая в поперечном сечении вертикальной опоры, равна

$$N_{\text{maxBO}} = g(m_{\text{ДПБ}} + m_{\text{ОТ}} + m_{\text{Р}} + 0,5m_{\text{О}} + 0,5m_{\text{ХВ}}), \quad (10)$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

$m_{\text{ДПБ}}$ – масса одной двутавровой продольной балки с зубчатой рейкой, кг;

$m_{\text{ОТ}}$ – масса опорной тележки с приводами, кронштейном и роликами, кг;

$m_{\text{Р}}$ – масса робота, кг;

$m_{\text{О}}$ – масса ограничителей, кг;

$m_{\text{ХВ}}$ – масса ходового винта, кг.

В качестве вертикальных опор могут использоваться металлические трубы с круглым, квадратным и прямоугольным профилем. Например, при форме сечения профиля в виде кольца, с учетом равенства (9), запишем неравенство

$$\frac{\pi(D_{\text{К}}^2 - d_{\text{К}}^2)}{4} \geq \frac{|-N_{\text{maxBO}}| [k_{\text{ЗСВО}}]}{\sigma_{\text{С}} k_{\text{ПСВО}}}, \quad (11)$$

где π – число «пи», постоянная величина, примерно равная 3,14;

$D_{\text{К}}$ – внешний диаметр кольца, м;

$d_{\text{К}}$ – внутренний диаметр кольца, м.

Из неравенства (11) при известном внутреннем диаметре кольца выразим требуемый внешний диаметр кольца:

$$D_{\text{К}} \geq \sqrt{\frac{4|-N_{\text{maxBO}}| [k_{\text{ЗСВО}}]}{\pi \sigma_{\text{С}} k_{\text{ПСВО}}} + d_{\text{К}}^2}. \quad (12)$$

Таким образом, принимается вертикальная опора с поперечным сечением профиля в виде кольца, имеющего заданный внутренний диаметр $d_{\text{К}}$ и расчетный внешний диаметр $D_{\text{К}}$. При этом длина вертикальных опор устанавливается в зависимости от требуемой высоты расположения робота над растениями в теплице. Для каждого вида теплиц длина вертикальных опор устанавливается индивидуально. По аналогичной мето-

дике выполняется установление параметров поперечного сечения вертикальных опор для других видов форм сечения профиля.

При установлении параметров поперечного сечения двутавровой продольной балки во внимание принимаются только действующие в их поперечных сечениях нормальные напряжения, а действием касательных напряжений можно пренебречь, так как они, как правило, при большой длине балок не значительны [1, 7, 10, 12, 19, 20]. Отсюда следует, что уравнение (2) является ключевым условием при обосновании параметров поперечного сечения двутавровой продольной балки и его можно записать следующий образом:

$$[\sigma_{\text{ДПБ}}] = \frac{M_{\text{max ДПБ}}}{W_{\text{ДПБ}}}. \quad (13)$$

Допускаемое напряжение при изгибе двутавровой продольной балки $[\sigma_{\text{ДПБ}}]$, на основании рекомендаций [1, 7, 10, 12, 19, 20], составит

$$[\sigma_{\text{ДПБ}}] = \frac{\sigma_{\text{ИПБ}} k_{\text{ПИПБ}}}{[k_{\text{ЗИПБ}}]}, \quad (14)$$

где $\sigma_{\text{ИПБ}}$ – предельно допустимое напряжение при изгибе двутавровой продольной балки, Па;

$k_{\text{ПИПБ}}$ – коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок при изгибе двутавровой продольной балки, равный 0,9;

$[k_{\text{ЗИПБ}}]$ – коэффициент запаса прочности при изгибе двутавровой продольной балки, равный 2,0–3,0 [7, 10].

Учитывая то, что максимальный изгиб двутавровой продольной балки будет возникать тогда, когда погонная нагрузка или силы сосредоточения приложены посередине, на балку передается усилие через ролики. Отсюда следует, что максимальный изгибающий момент в поперечном сечении двутавровой продольной балки возникает в точках контакта роликов с балкой, а усилия, передающиеся на двутавровую продольную балку, являются силами сосредоточения. С учетом рекомендаций, приведенных в [1, 7, 10, 12, 19, 20], запишем формулу для расчета максимального изгибающего момента в поперечном сечении двутавровой продольной балки

$$M_{\text{max ДПБ}} = P_{\text{СС}} l_{\text{ВР}}, \quad (15)$$

где $P_{\text{СС}}$ – сила сосредоточения, действующая на двутавровую продольную балку, Н;

$l_{\text{ВР}}$ – расстояние от центра вертикальной опоры (начала двутавровой продольной балки) до оси ролика, м.

Сила сосредоточения, действующая на двутавровую продольную балку, равна

$$P_{\text{СС}} = \frac{1}{2} g(m_{\text{от}} + m_{\text{р}} + 0,5m_{\text{о}} + 0,5m_{\text{хв}}). \quad (16)$$

Подставив зависимости (14) и (15) в равенство (13) и сделав ряд преобразований, выразим осевой момент сопротивления сечения двутавровой продольной балки $W_{\text{ДПБ}}$:

$$W_{\text{ДПБ}} = \frac{P_{\text{СС}} l_{\text{ВР}} [k_{\text{ЗИПБ}}]}{\sigma_{\text{ИПБ}} k_{\text{ПИПБ}}}. \quad (17)$$

После расчета требуемого осевого момента сечения двутавровой продольной балки по формуле (17) подбирается двутавровая балка по номеру профиля, у которой расчетный осевой момент сечения больше требуемого. Затем по номеру профиля устанавливаются габаритные размеры ее поперечного сечения: высота $h_{дпб}$, ширина полки $b_{дпб}$, толщина стенки $s_{дпб}$ и толщина полки $t_{дпб}$. При этом длина двутавровой продольной балки определяется из выражения

$$L_{дпб} = 2l_{вр} + l_p, \quad (18)$$

где l_p – расстояние между роликами, м.

Из выражения (18) показатель $l_{вр}$ равен

$$l_{вр} = \frac{L_{дпб} - l_p}{2}. \quad (19)$$

В том случае, если изначально задан номер профиля двутавра с расчетным осевым моментом сопротивления сечения, то максимально допустимая длина двутавровой продольной балки составит

$$L_{дпб} = \frac{2W_{дпб} \sigma_{ипб} k_{пипб}}{P_{сс} [k_{зипб}]} + l_p. \quad (20)$$

Используя полученные данные, устанавливаем длину каждой двутавровой продольной балки равной $L_{дпб}$ с расчетным осевым моментом сопротивления сечения $W_{дпб}$, которые имеют поперечное сечение с заводскими параметрами $h_{дпб}$, $b_{дпб}$, $s_{дпб}$ и $t_{дпб}$.

Ходовой винт является важнейшим элементом специального пути, отвечающим за перемещение робота в поперечном направлении теплицы. Соответственно, при установлении параметров поперечного сечения ходового винта необходимо учитывать все внешние факторы, влияющие на его прочность. Таким образом, на основании условия прочности (4) ходового винта, запишем следующее выражение:

$$[\sigma_{эХВ}] = \frac{M_{\max ПХВ}}{W_{ХВ}}. \quad (21)$$

В приведенном выражении допускаемое эквивалентное напряжение, на основе рекомендаций [1, 7, 10, 12, 19, 20], составит

$$[\sigma_{эХВ}] = \frac{\sigma_{ихв} k_{пихв}}{[k_{зихв}]}, \quad (22)$$

где $\sigma_{ихв}$ – предельно допустимое напряжение при изгибе ходового винта, Па;

$k_{пихв}$ – коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок в ходовом винте и наличия в нем резьбы, равный 0,8;

$[k_{зихв}]$ – коэффициент запаса прочности при изгибе и кручении ходового винта, равный 2,0–3,0 [7, 10].

Максимальный приведенный момент, возникающий в поперечном сечении ходового винта, по третьей теории прочности (наибольших касательных напряжений) следует рассчитывать по формуле [1, 7, 10, 12]

$$M_{\max ПХВ} = \sqrt{M_{сХВ}^2 + M_{кХВ}^2}, \quad (23)$$

где $M_{сХВ}$ – суммарный изгибающий момент, Н·м;

$M_{кХВ}$ – крутящий момент в сечении, Н·м.

Порядок расчета суммарного изгибающего момента и крутящего момента в сечении подробно изложен в работах [1, 7, 10, 12]. Так как ходовой винт, как правило, имеет круглое поперечное сечение, то осевой момент сопротивления сечения данного винта [1, 7, 10, 12] равен

$$W_{XB} = \frac{\pi d_{XB}^3}{32}, \quad (24)$$

где d_{XB} – диаметр ходового винта, м.

Подставив в равенство (21) выражения (22), (23) и (24), выразим требуемый диаметр ходового винта

$$d_{XB} = \sqrt[3]{\frac{32[k_{ЗИХВ}] \sqrt{M_{СХВ}^2 + M_{КХВ}^2}}{\pi \sigma_{ИХВ} k_{ПИХВ}}}. \quad (25)$$

Полученное по формуле (25) расчетное значение округляется до ближайшего стандартного значения в большую сторону. Принятый диаметр будет являться диаметром ходового винта с учетом нарезанной на нем резьбы. В свою очередь, длина ходового винта зависит от установленного расстояния между стенками опорных тележек, повернутых друг на друга, и должна обеспечивать беспрепятственное выполнение роботом поставленных задач в зоне его ответственности.

Установление параметров поперечного сечения ограничителя базируется на проверке условий (5) и (6). Так как в реальных условиях ограничитель имеет большую длину, то действие касательных напряжений в сечении ограничителя будет незначительно, а следовательно, в расчетах его учитывать нет необходимости. Отсюда следует, что в последующих расчетах учитываются только действующие в поперечных сечениях ограничителя нормальные напряжения. Принимая во внимание условие (5), запишем

$$[\sigma_0] = \frac{M_{\max O}}{W_0}. \quad (26)$$

Величина допускаемого напряжения при изгибе ограничителя в равенстве (26), с учетом рекомендаций [1, 7, 10, 12, 19, 20], определяется из выражения

$$[\sigma_0] = \frac{\sigma_{ИЮ} k_{ПИЮ}}{[k_{ЗИЮ}]}, \quad (27)$$

где $\sigma_{ИЮ}$ – предельно допустимое напряжение при изгибе ограничителя, Па;

$k_{ПИЮ}$ – коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок на ограничитель, равный 0,9;

$[k_{ЗИЮ}]$ – коэффициент запаса прочности при изгибе ограничителя, принимаемый 2,0–3,0 [7, 10].

Ограничитель испытывает максимальный изгиб в том случае, когда центр платформы робота совпадает с центром ограничителя. В результате этого на ограничитель действует погонная нагрузка, вызывающая возникновение в его поперечном сечении максимального изгибающего момента.

Из приведенного выше следует, что максимальный изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении ограничителя, с учетом рекомендаций [12], рассчитывается по следующей формуле:

$$M_{\max O} = \frac{q_{ПО} l_{ПР}}{4} \left(l_0 - \frac{l_{ПР}}{2} \right), \quad (28)$$

где $q_{ПО}$ – погонная нагрузка, Н/м;

$l_{ПР}$ – длина платформы робота, м;

l_0 – длина ограничителя, м.

В формуле (28) погонная нагрузка, действующая на ограничитель, для каждого случая рассчитывается отдельно, а длина платформы устанавливается изначально при разработке робота. При этом поперечное сечение ограничителя может иметь различную геометрическую форму. Например, при выборе ограничителя с поперечным сечением в виде окружности, его осевой момент сопротивления сечения следует рассчитывать из выражения

$$W_0 = \frac{\pi d_0^3}{32}, \quad (29)$$

где d_0 – диаметр ограничителя, м [1, 7, 10].

Используя выражения (27) и (29), преобразуем равенство (26) для определения диаметра ограничителя

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{32[k_{\text{ЗИО}}]M_{\text{max O}}}{\pi\sigma_{\text{ИО}}k_{\text{ПИО}}}}. \quad (30)$$

Если первоначально известен диаметр ограничителя, то подставив равенства (27), (28) и (30) в равенство (26), получим зависимость для расчета необходимой длины ограничителя, обеспечивающей беспрепятственное поперечное перемещение робота в теплице:

$$l_0 = \frac{\pi d_0^3 \sigma_{\text{ИО}} k_{\text{ПИО}}}{8q_{\text{ПО}} l_{\text{ПР}} [k_{\text{ЗИО}}]} + \frac{l_{\text{ПР}}}{2}. \quad (31)$$

Используя для расчета диаметра ограничителя формулу (30), можно определить его минимально допустимое значение, которое округляется до ближайшего стандартного значения в большую сторону, которое следует считать диаметром двух ограничителей. В случае, когда при расчете задается диаметр ограничителей, то их требуемая длина определяется по зависимости (31), где полученное значение является расстоянием между стенками опорных тележек, повернутых друг к другу.

Выводы

1. Обоснование параметров специального пути для перемещения робота в теплице сводится к расчету продольных и поперечных параметров вертикальных опор, двутавровых продольных балок, ограничителей и ходового винта, причем все расчеты основываются на условии прочности в отношении составляющих элементов специального пути.

2. Высота вертикальных опор роботизированной теплицы определяется условиями эксплуатации робота и устанавливается исходя из требований по расположению робота над произрастающими растениями. Параметры поперечного сечения вертикальных опор зависят от принятой геометрической конфигурации поперечного сечения, а также от таких показателей, как:

- максимальная продольная сжимающая сила, возникающая в поперечном сечении вертикальной опоры;
- предельно допустимое нормальное напряжение при сжатии вертикальной опоры;
- коэффициент понижения расчетного напряжения, учитывающий явление изгиба, ослабление сваркой, собственный вес и неравномерность нагрузок при сжатии вертикальной опоры;
- коэффициент запаса прочности при сжатии вертикальной опоры.

3. Установление параметров двутавровых продольных балок базируется на условии прочности при поперечном изгибе. Параметры поперечного сечения двутавровых продольных балок (высота, ширина полки, толщина стенки, толщина полки) принимаются из таблиц сортамента двутавров на основании расчетного осевого момента сопротивления сечения продольной балки. В свою очередь, длина двутавровой продольной балки определяется в зависимости таких показателей, как:

- сила сосредоточения, действующая на двутавровую продольную балку;
- коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок при изгибе двутавровой продольной балки;
- предельно допустимое напряжение при изгибе двутавровой продольной балки;
- коэффициент запаса прочности при изгибе двутавровой продольной балки;
- осевой момент сопротивления сечения двутавровой продольной балки;
- расстояние между роликами опорных тележек.

4. Вычисление параметров ходового винта основывается на условии прочности при сложном сопротивлении по третьей теории прочности (наибольших касательных напряжений). Расчетный диаметр ходового винта определяется с учетом следующих показателей:

- предельно допустимое напряжение при изгибе ходового винта;
- коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок в ходовом винте и наличия в нем резьбы;
- коэффициент запаса прочности при изгибе и кручении ходового винта;
- суммарный изгибающий момент;
- крутящий момент в сечении.

При этом длина ходового винта зависит от установленного расстояния между стенками опорных тележек, повернутых друг к другу, и должна обеспечивать беспрепятственное выполнение роботом поставленных задач в зоне его ответственности.

5. Определение параметров ограничителей производится из условия обеспечения прочности при поперечном изгибе. Параметры поперечного сечения ограничителей формируются в зависимости от принятой геометрической конфигурации их поперечного сечения и непосредственно связаны со следующими факторами:

- максимальный изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении ограничителя;
- коэффициент запаса прочности при изгибе ограничителя;
- предельно допустимое напряжение при изгибе ограничителя;
- коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок на ограничитель.

Необходимая длина ограничителя устанавливается на основании следующих показателей:

- диаметр ограничителя;
- коэффициент запаса прочности при изгибе ограничителя;
- предельно допустимое напряжение при изгибе ограничителя;
- коэффициент понижения расчетного напряжения при возникновении неравномерности распределения нагрузок на ограничитель;
- погонная нагрузка;
- длина платформы робота.

Список источников

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1993. 640 с.
2. Васильев В.В., Аксенов И.И. Автоматизация процесса выращивания овощей и фруктов в защищенном грунте // Инновационные технологии и технические средства для АПК: материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов (Воронеж, 09–10 ноября 2023 г.). Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. Ч. II. С. 33–39.
3. Васильев В.В., Афоничев Д.Н. Увеличение продольного хода работа в теплице // Цифровизация агропромышленного комплекса: материалы IV международной научно-практической конференции; в 3-х т. (Тамбов, 23-25 октября 2024 г.). Тамбов: Издательский центр ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», 2024. Т. II. С. 206–208.
4. Васильев В.В., Афоничев Д.Н. Усовершенствованная роботизированная теплица // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научно-практической конференции (Воронеж, 06 июня 2024 г.). Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2024. С. 82–87.
5. Гиль Л.С., Пашковский А.И., Сулима Л.Т. Современное овощеводство закрытого и открытого грунта: практическое руководство. Житомир: ЧП «Рута», 2012. 465 с.
6. Климов В.В. Оборудование теплиц для подсобных и личных хозяйств. Москва: Энергоатомиздат, 1992. 96 с.
7. Любошиц М.И., Ицкович Г.М. Справочник по сопротивлению материалов. 2-е изд. перераб. и доп. Минск: Высшая школа, 1969. 464 с.
8. Молчанов А.Г., Самойленко В.В. Энергосберегающее оптическое облучение промышленных теплиц: монография. Ставрополь: АГРУС, 2013. 120 с.
9. Овощеводство: учебное пособие; под ред. В.П. Котова, Н.А. Адрицкой. Санкт-Петербург: Лань, 2016. 496 с.
10. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова Думка, 1975. 704 с.
11. Роботизированная теплица: пат. 2818343 Рос. Федерация № 2023127402; заявл. 25.10.2023; опубл. 02.05.2024, Бюл. № 13. 8 с.
12. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов: 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Будивельник, 1982. 280 с.
13. Aldrich R.A., Bartok J.W. Greenhouse engineering. New York: Natural Resource, Agriculture, and Engineering Service, 1994. 212 p.
14. Castilla N. Greenhouse technology and management: 2nd edition. CAB International; 2013. 374 p.
15. Gorjian S., Campana P.E. Solar energy advancements in agriculture and food production systems. New York: Academic Press, 2022. 496 p.
16. Hanan J.J. Greenhouses: advanced technology for protected horticulture. Boca Raton: CRC Press, 1998. 684 p.
17. Ozguven M.M. The digital age in agriculture. Boca Raton: CRC Press, 2023. 307 p.
18. Ponce P., Molina A., Cepeda P. et al. Greenhouse design and control. London: CRC Press, 2014. 380 p.
19. Silva V.D. Mechanics and strength of materials. Luxembourg: Springer, 2006. 545 p.
20. Skalmierski B. Mechanics and strength of materials. New York: Academic Press, Elsevier, 1979. 435 p.

References

1. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Machinery parts strength calculation: reference book: 4th edition, revised and enlarged. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1993. 640 p. (In Russ.).
2. Vasiliev V.V., Aksenov I.I. Automation of the process of growing vegetables and fruits in protected ground. In: Innovative technologies and technical means for agriculture: Proceedings of the International Research-to-Practice Conference of Young Scientists and Specialists (Voronezh, November 9-10, 2023). Voronezh: Voronezh State Agrarian University Publishers. 2023;2:33-39. (In Russ.).
3. Vasiliev V.V., Afonichev D.N. Increasing the longitudinal stroke of a robot in a greenhouse. In: Digitalization of Agro-Industrial Complex: Proceedings of the IV International Research-to-Practice Conference; in 3 vols. (Tambov, October 23-25, 2024). Tambov: Publishing Center of Tambov State Technical University; 2024;2:206-208. (In Russ.).
4. Vasiliev V.V., Afonichev D.N. Advanced robotic greenhouse. In: Energy efficiency and energy conservation in modern production and society: Proceedings of the International Research-to-Practice Conference (Voronezh, June 6, 2024). Voronezh: Voronezh State Agrarian University Publishers; 2024:82-87. (In Russ.).
5. Gil L.S., Pashkovsky A.I., Sulima L.T. Modern indoor and outdoor vegetable growing: practical guide. Zhytomyr: Ruta Publishers; 2012. 465 p. (In Russ.).
6. Klimov V.V. Greenhouse equipment for subsidiary and individual farms. Moscow: Energoatomizdat; 1992. 96 p. (In Russ.).
7. Lyuboshits M.I., Itskovich G.M. Handbook of resistance of materials: 2nd edition, revised and enlarged. Minsk: Vysshaya Shkola Publishers; 1969. 464 p. (In Russ.).
8. Molchanov A.G., Samoilenko V.V. Energy-saving optical irradiation of industrial greenhouses: monograph. Stavropol: AGRUS Publishers; 2013. 120 p. (In Russ.).
9. Vegetable growing: study guide; edited by V.P. Kotov, N.A. Adritskaya. Saint Petersburg: Lan' Publishers; 2016. 496 p. (In Russ.).
10. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. Handbook of resistance of materials. Kyiv: Naukova Dumka Publishers; 1975. 704 p. (In Russ.).
11. Robotic greenhouse: Patent 2818343 Russian Federation. No. 2023127402; claimed 25.10.2023; published 02.05.2024, Bulletin 13. 8 p. (In Russ.).
12. Fesik S.P. Handbook of resistance of materials: 2nd edition, revised and enlarged. Kyiv: Budivel'nik Publishers; 1982. 280 p. (In Russ.).
13. Aldrich R.A., Bartok J.W. Greenhouse engineering. New York: Natural Resource, Agriculture, and Engineering Service; 1994. 212 p.
14. Castilla N. Greenhouse technology and management: 2nd edition. CAB International; 2013. 374 p.
15. Gorjian S., Campana P.E. Solar energy advancements in agriculture and food production systems. New York: Academic Press, 2022. 496 p.
16. Hanan J.J. Greenhouses: advanced technology for protected horticulture. Boca Raton: CRC Press; 1998. 684 p.
17. Ozguven M.M. The digital age in agriculture. Boca Raton: CRC Press; 2023. 307 p.
18. Ponce P., Molina A., Cepeda P. et al. Greenhouse design and control. London: CRC Press; 2014. 380 p.
19. Silva V.D. Mechanics and strength of materials. Luxembourg: Springer; 2006. 545 p.
20. Skalmierski B. Mechanics and strength of materials. New York: Academic Press, Elsevier; 1979. 435 p.

Информация об авторах

В.В. Васильев – кандидат технических наук, доцент кафедры электротехники и автоматики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», vasiliev.vladimir87@mail.ru.

Д.Н. Афоничев – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой электротехники и автоматики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», dmafonichev@yandex.ru.

Information about the authors

V.V. Vasiliev, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Electrical Engineering and Automation, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, vasiliev.vladimir87@mail.ru.

D.N. Afonichev, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Dept. of Electrical Engineering and Automation, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, dmafonichev@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 11.12.2024; одобрена после рецензирования 20.01.2025; принята к публикации 12.02.2025.

The article was submitted 11.12.2024; approved after reviewing 20.01.2025; accepted for publication 12.02.2025.

© Васильев В.В., Афоничев Д.Н., 2025