

Раевский Владимир Алексеевич, Федин Руслан Андреевич

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ЗАХВАТА ЗАГОТОВОК ПОРТАЛА-КАНТОВАТЕЛЯ

В статье рассматривается алгоритм расчета элементов механизма захвата заготовок для портала-кантователя, используемого в автоматизированных и роботизированных линиях производства сварных двутавровых балок, обосновывается необходимость применения в конструкции вспомогательного механизма захвата в процессе манипулирования (вращения) заготовкой, приводятся результаты расчета и трехмерная модель конструкции механизма захвата.

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2016/4/23.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2016. № 4 (106). С. 101-105. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2016/4/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

УДК 621.865.8

Технические науки

В статье рассматривается алгоритм расчета элементов механизма захвата заготовок для портала-кантователя, используемого в автоматизированных и роботизированных линиях производства сварных двутавровых балок, обосновывается необходимость применения в конструкции вспомогательного механизма захвата в процессе манипулирования (вращения) заготовкой, приводятся результаты расчета и трехмерная модель конструкции механизма захвата.

Ключевые слова и фразы: сварная двутавровая балка; портал-кантователь; механизм захвата заготовки; передача винт-гайка; мотор-редуктор; конструирование; расчет.

Раевский Владимир Алексеевич, к.т.н.

Федин Руслан Андреевич

*Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (филиал) в г. Калуге
var-77@mail.ru*

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ЗАХВАТА ЗАГОТОВОК ПОРТАЛА-КАНТОВАТЕЛЯ

В работе [5] обоснована необходимость разработки портала-кантователя для автоматизированного производства сварных двутавровых балок, а также предложена его концептуальная схема. Одним из узлов портала является механизм захвата заготовки, состоящий из мотор-редуктора, передачи винт-гайка и губок захвата.

Основным требованием к механизму захвата является развитие зажимного усилия, обеспечивающего неподвижность заготовки в процессе манипулирования. Это условие может быть выражено следующими зависимостями:

$$F_3 \geq \frac{P_{\max}}{k_{mp} n_{губ}}$$

где: F_3 – необходимое усилие сжатия заготовки; P_{\max} – максимальный вес заготовки; k_{mp} – коэффициент трения (материал губки захвата / материал заготовки); $n_{губ}$ – число губок.

При этом величина усилия зажатия не должна превышать минимального из двух усилий: допускаемого усилия на смятие и допускаемого усилия потери устойчивости стенки двутавра:

$$F_3 \leq \min([F]_{см}; [F]_{уст}),$$

где: $[F]_{см}$ – допускаемое усилие на смятие; $[F]_{уст}$ – допускаемое усилие потери устойчивости стенки двутавра.

Величины допускаемых напряжений рассчитаны по методике, изложенной в [3], расчетная схема приведена на Рис. 1:

$$[F]_{см} = R_y \cdot A \cdot k_{зан},$$

$$[F]_{уст} = \frac{\sigma_{loc.cr} A}{k_{зан}},$$

где: R_y – расчетное сопротивление стали по пределу текучести; A – площадь контакта полки двутавра и губки; $\sigma_{loc.cr}$ – критические локальные напряжения в стенке двутавра; $k_{зан}$ – коэффициент запаса.

Критические локальные напряжения, МПа:

$$\sigma_{loc.cr} = \frac{c_1 c_2}{\lambda_w^{-2}} R_y,$$

$$\lambda_w = \frac{h}{s} \sqrt{\frac{R_y}{E}},$$

где: c_1 – коэффициент, учитывающий длину распределения локальной нагрузки и зависящий от $\frac{a}{h}$ и $\rho = 1,04 \frac{l_{ef}}{h}$; c_2 – коэффициент, учитывающий жесткость защемления стенки поясами и зависящий от $\frac{a}{h}$

и $\delta = \beta \frac{b}{h} \left(\frac{t}{s}\right)^3$; E – модуль упругости материала балки.

Коэффициенты c_1 , c_2 , β определяются в соответствии с табличными данными Строительных норм и правил [6].

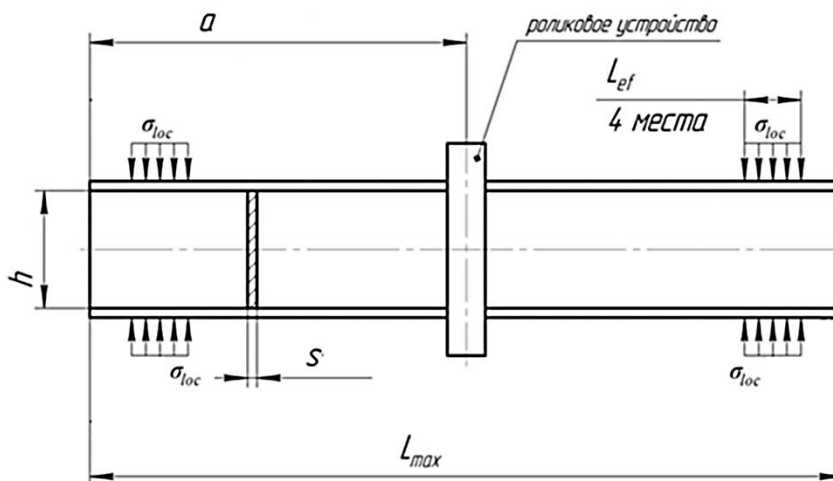


Рис. 1. Схема к расчету усилия захвата: L_{max} – максимальная длина балки, обрабатываемая на автоматической линии; l_{ef} – длина распределения локальной нагрузки от основного зажимного устройства (ширина основного зажимного устройства); σ_{loc} – равномерно распределенная нагрузка от усилия зажатия основным зажимным устройством; s – толщина стенки; h – высота стенки; a – участок стенки, воспринимающий усилие зажатия от одного кантователя

Очевидно, возможны случаи, когда величина требуемого усилия зажатия заготовки может превышать величину допускаемого значения. В связи с этим в конструкции следует предусмотреть дополнительную пару губок и дополнительный механизм захвата, а также провести расчет его элементов (Рис. 2).

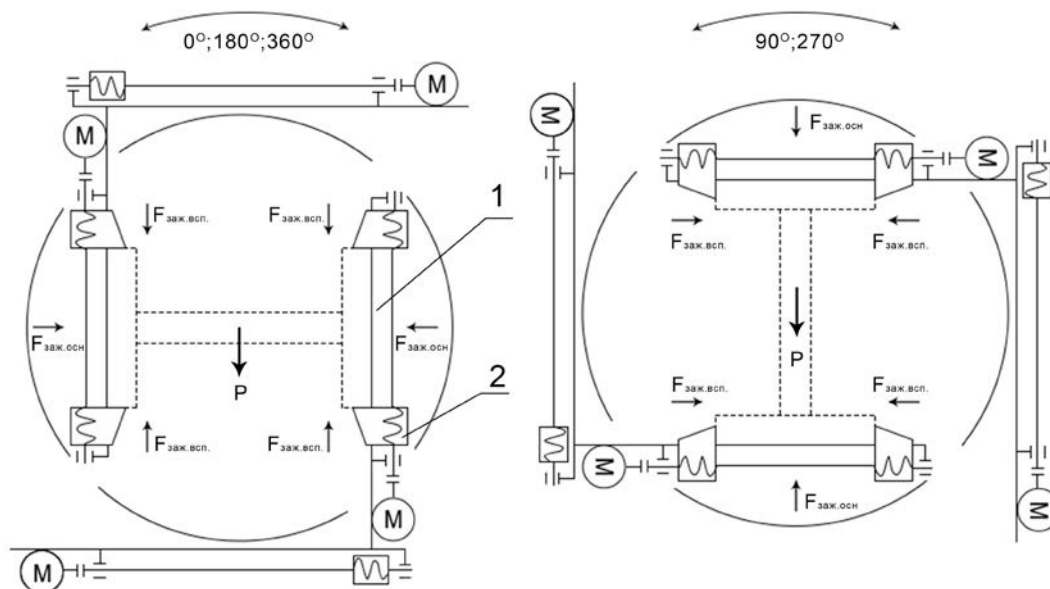


Рис. 2. Схема зажатия заготовки поворотным порталом-кантователем:
1 – губка основного механизма захвата; 2 – губка вспомогательного механизма захвата

Для расчета элементов механизма захвата использовалась следующая методика [4].

Осевая сила, действующая на винт основного и дополнительного механизмов захвата заготовки, Н:

$$F_a = k_3 \cdot \frac{P_{max}}{n},$$

где k_3 – коэффициент запаса; n – число поверхностей, зажимающих балку. Так как на линии предлагается использовать 2 портала-кантователя, то при установке поворотной платформы на $0^\circ, 180^\circ$ и 360° вес балки распределится на основное зажимное устройство, а число $n = 2$. В случае же, когда поворотная платформа будет находиться в положении 90° и 270° , число $n = 4$.

Средний расчетный диаметр резьбы винта, мм:

$$d_2' = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_r \cdot \psi_h \cdot [q]}}$$

где: ψ_r – коэффициент высоты гайки; ψ_h – коэффициент высоты резьбы; $[q]$ – среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, МПа.

Внутренний расчетный диаметр резьбы винта, мм:

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_{сж}]}}$$

где: β – коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения в сечении винта; ψ_h – коэффициент высоты резьбы; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия, МПа.

Условие самоторможения передачи винт-гайка:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) < \rho' = \arctg\left(\frac{f}{\cos(\alpha)}\right),$$

где: γ – угол подъема винтовой линии, град; p – шаг резьбы, мм; ρ' – приведенный угол трения, град; f – коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов; α – угол наклона рабочей поверхности винта, град.

Момент трения на витках винта, Н·мм:

$$T_{mp.в} = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

Высота гайки и количество витков резьбы на ней:

$$H_r = \psi_r \cdot d_2,$$

$$z = \frac{H_r}{p} \leq 12.$$

Наружный диаметр гайки и диаметр заплечика:

$$D_{ГН} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2},$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [q]} + (D_{ГН} + 2c)^2},$$

где: d – наружный диаметр винта, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа; $[q]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа; c – размер фаски, мм.

Высота заплечика должна лежать в пределах:

$$h_3 = (0,20 \dots 0,25) \cdot H_r.$$

Условие прочности заплечика на срез:

$$\frac{F_a}{\pi \cdot D_{ГН} \cdot h_3} < [\tau],$$

где: $[\tau]$ – допускаемые напряжения на срез, МПа.

Условие непроворачиваемости гайки в корпусе:

$$T_{mp.з.} = \frac{Q \cdot f \cdot (D_3^3 - (D_{ГН} + 2c)^3)}{3 \cdot (D_3^2 - (D_{ГН} + 2c)^2)} \geq T_{mp.в}.$$

Проверка винта на прочность:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_3^3} + 3 \cdot \left(\frac{T_{mp.в}}{\pi \cdot d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma_{сж}],$$

где: d_3 – внутренний диаметр винта, мм; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение на сжатие, МПа; $T_{mp.в}$ – крутящий момент в опасном сечении винта, Н·м.

КПД передачи винт-гайка:

$$\eta_{в.з} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma) \cdot \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \text{ где}$$

$\varphi = 0,8 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение в опорах и передаче из-за неточности нарезания резьбы.

В качестве привода губок решено использовать мотор-редукторы с установочными лапами на редукторе. Потребная мощность двигателя мотор-редуктора, кВт:

$$P_{эд} = \frac{F_a \cdot v}{1000 \cdot \eta_{в.з} \cdot \eta_{ред}},$$

где: v – скорость поступательно движущегося звена в передаче винт-гайка, м/с; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора.

Угловая скорость ω и частота вращения n (мин⁻¹) вращающегося звена связаны со скоростью v (мм/с) движущегося поступательно звена зависимостями:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{P \cdot n_p},$$

$$n_g = \frac{60 \cdot v}{P \cdot n_p},$$

где: p – шаг резьбы; n_p – число заходов резьбы.

Окончательно, скорость перемещения губок и усилие зажатия заготовки:

$$v = n_g \cdot P,$$

$$F_{зж.} = \frac{M_2}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

где: M_2 – момент на выходном валу мотор-редуктора, Н·м; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; γ – угол подъема винтовой линии, град; ρ' – приведенный угол трения, град.

В среде компьютерной математики *Mathcad* составлена программа, реализующая описанные алгоритмы.

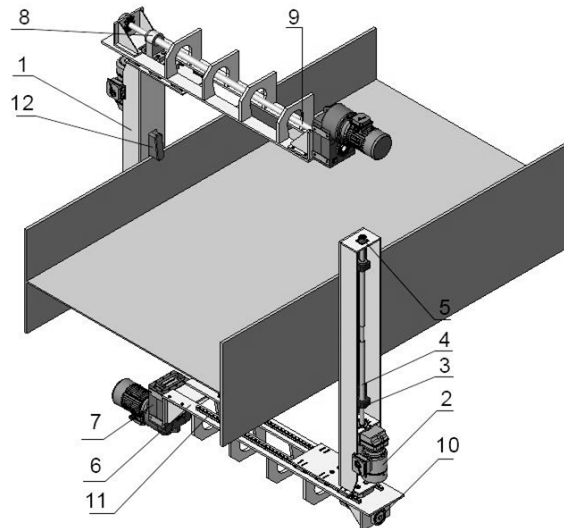


Рис. 3. Трехмерная модель механизма зажатия заготовки: 1 – губка основного механизма захвата; 2 – мотор-редуктор вспомогательного механизма захвата NORD SK 0282NB-80S/4; 3 – приводная гайка вспомогательного механизма захвата; 4 – винтовой вал вспомогательного механизма захвата; 5, 10 – радиально-упорный подшипниковый узел фланцевого исполнения; 6 – монтажная полка; 7 – мотор-редуктор основного зажимного устройства MOTOVARIO CS082-90LB4; 8 – приводная гайка основного механизма захвата; 9 – винтовой вал основного механизма захвата; 11 – направляющая линейного перемещения; 12 – губка вспомогательного механизма захвата

Проанализированы профили двутаврового сечения, применяемые при изготовлении строительных балок [1; 2]. Установлено, что для некоторых профилей величина требуемого усилия зажатия заготовки превышает величину допускаемого значения. В конструкцию введены дополнительная пара губок и дополнительный механизм захвата заготовок (Рис. 3).

Конструктивные параметры элементов основного и дополнительного механизмов зажатия заготовок приведены в Табл. 1.

Таблица 1.

**Конструктивные параметры элементов основного
и вспомогательного зажимных устройств**

Основной механизм захвата		Вспомогательный механизм захвата	
Скорость перемещения губки	$v = 9,4$ мм/с	Скорость перемещения губки	$v = 9,7$ мм/с
Усилие зажатия	$F_{\text{заж}} = 60,9$ кН	Усилие зажатия	$F_{\text{заж}} = 20,6$ кН
Резьба винта	Tr 44x7-7e	Резьба винта	Tr 32x6-7e
Резьба гайки	Tr 44x7-7H	Резьба гайки	Tr 32x6-7H
Высота гайки	$H_f = 70$ мм	Высота гайки	$H_f = 48$ мм
Число витков в гайке	$z = 10$	Число витков в гайке	$z = 8$
Наружный диаметр гайки	$D_{\text{ГН}} = 70$ мм	Наружный диаметр гайки	$D_{\text{ГН}} = 45$ мм
Наружный диаметр заплечика гайки	$D_3 = 85$ мм	Наружный диаметр заплечика гайки	$D_3 = 60$ мм
Высота заплечика гайки	$h_3 = 16$ мм	Высота заплечика гайки	$h_3 = 11$ мм
Шаг резьбы	$P = 7$ мм	Шаг резьбы	$P = 6$ мм
Мотор-редуктор MOTOVARIO CS082-90LB4		Мотор-редуктор NORD SK 0282NB-80S/4	
Мощность эл/двигателя	$P_1 = 1,85$ кВт	Мощность эл/двигателя	$P_1 = 0,55$ кВт
Обороты на выходном валу редуктора	$n_2 = 80,95$ об./мин	Обороты на выходном валу редуктора	$n_2 = 91$ об./мин
Крутящий момент на выходном валу редуктора	$M_2 = 209,52$ Н·м	Крутящий момент на выходном валу редуктора	$M_2 = 54$ Н·м

Список литературы

1. Балки двутавры стальные сварные с параллельными гранями полок [Электронный ресурс]. URL: <http://www.atlantis.com.ru/balka-svarnaja> (дата обращения: 03.03.16).
2. ГОСТ 8239-89. Двутавры стальные горячекатаные. Сортамент. М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартизации, 1989. 7 с.
3. Кудишин Ю. И., Беленя Е. И., Игнатъева В. С. и др. Металлические конструкции. М.: Издательский центр «Академия», 2011. 688 с.
4. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование. 2-е изд., испр. М.: Высшая школа, 2005. 309 с.
5. Раевский В. А., Федин Р. А. Автоматизация и роботизация транспортных операций при производстве сварных двутавровых балок // Альманах современной науки и образования. Тамбов: Грамота, 2016. № 3 (105). С. 103-105.
6. СНиП II-23-81. Стальные конструкции / Госстрой России. М.: ГУП ЦПП, 2003. 173 с.

**CONSTRUCTION AND CALCULATION OF THE ELEMENTS
OF A GRIPPER OF BILLETS OF A GANTRY-TILTER**

Raevskii Vladimir Alekseevich, Ph. D. in Technical Sciences

Fedin Ruslan Andreevich

Bauman Moscow State Technical University (Branch) in Kaluga
var-77@mail.ru

The article discusses an algorithm of calculating the elements of a gripper of billets for a gantry-tilter used in the automated and robotized production lines of welded flange beams, substantiates the necessity of the application of a support gripper in the construction in the process of billets manipulation (rotation), presents the results of the calculation and a three-dimensional model of the gripper design.

Key words and phrases: welded flange beam; gantry-tilter; gripper of billets; screw-nut gear; geared motor; construction; calculation.