

УДК 621.77

Краєвський В. О.
Матвійчук В. А.
Михалевич В. М.
Краєвський С. О.

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ РОТАЦІЙНІЙ ВИТЯЖЦІ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДІЇ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Круглі листові вироби з буртами охоплюють широку номенклатуру листових виробів. При відносно невеликих розмірах такі вироби отримують витяжкою листових заготовок. Для відбортування кришок і комірців бражних і ректифікаційних колон нами був розроблений процес ротаційної витяжки, а також спроектований і виготовлений розкочувальний пристрій до лоботокарного верстата ЛТ2 [1], складальне креслення та загальний вигляд якого показано на рис. 1 та 2.

Давильний інструмент представляє собою конічний ролик, бокова поверхня якого проектується в залежності від бокової поверхні бурта деталі. Давильний ролик 1 встановлюється в гніздо осі 2, при цьому державка 5 розміщується під необхідним кутом до осі оправки на супорті 4, який разом з державкою 5 і давильним роликом 1 підводиться до ділянки заготовки, яка відбортовується. Підпружинення давильного ролика 1 пружними елементами 6 дозволяє запобігати перевантаженням пристрою при радіальному битті поверхні оправки, а також формувати бурти при від'ємному куті нахилу бокової поверхні оправки, що передбачається для компенсації пружинення заготовки.

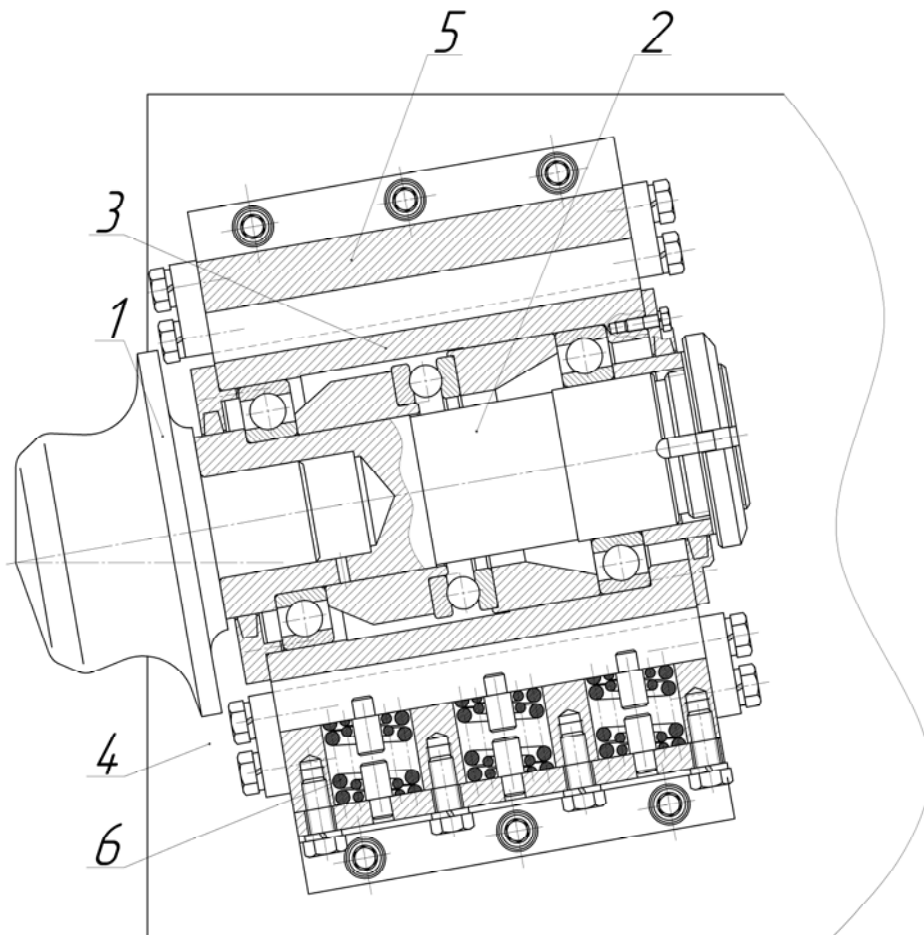


Рис. 1. Складальне креслення розкочувального пристрою до лоботокарного верстата ЛТ2

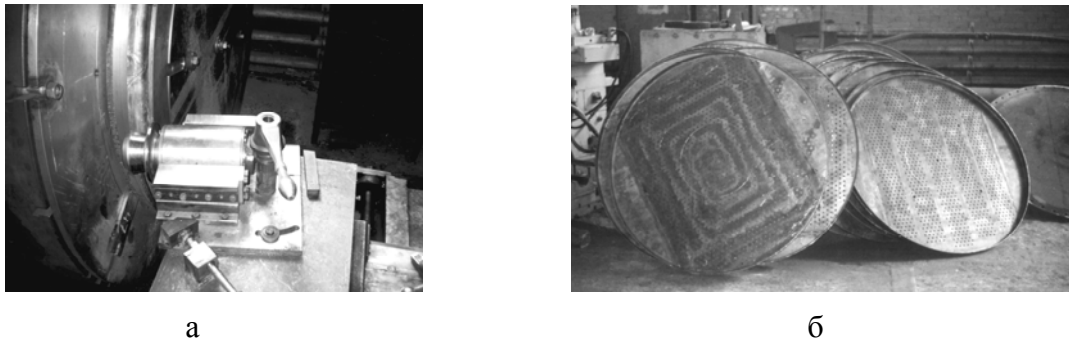


Рис. 2. Розкочувальний пристрій (а) і готові вироби (б)

Розроблений процес показав високу ефективність – високу продуктивність при забезпеченні необхідної якості виробів. Однак, оскільки давильний інструмент проектується на лоботокарний верстат, тобто обладнання, яке фактично не призначене для таких операцій, то необхідно провести енергосиловий розрахунок відборування для забезпечення безвідмовної роботи цього обладнання [2, 3], а також для забезпечення компенсації пружинення заготовки.

Метою роботи є розробка методики визначення зусилля деформування при ротаційній витяжці із врахуванням дії пружних елементів.

Розкладемо зусилля \bar{P} , яке діє із боку заготовки на валок на дві складові: одна складова P'_y паралельна осі обертання валка, інша P'_x – перпендикулярна цій осі (рис. 3). У попередніх роботах [3] при визначенні зусилля деформування \bar{P} , вводили такі позначення його складових: P_y – паралельна осі обертання заготовки, інша P_x – перпендикулярна цій осі. Кут між осями обертання валка та заготовки – кут α . Тоді складові повного зусилля P'_x та P'_y через P_x та P_y запишуться у вигляді:

$$P'_x = P_x \cdot \cos \alpha + P_y \cdot \sin \alpha; \quad (1)$$

$$P'_y = P_y \cdot \cos \alpha - P_x \cdot \sin \alpha. \quad (2)$$

Розглянемо сили, що діють на розкочувальну головку у перерізі, що проходить через вісь обертання валка перпендикулярно супорту верстата (рис. 4).

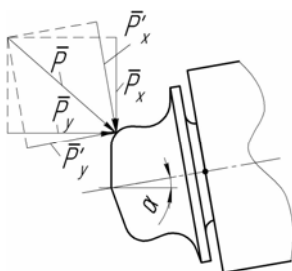


Рис. 3. Розкладання повного зусилля, що діє на валок вздовж осі обертання валка та вздовж осі обертання заготовки

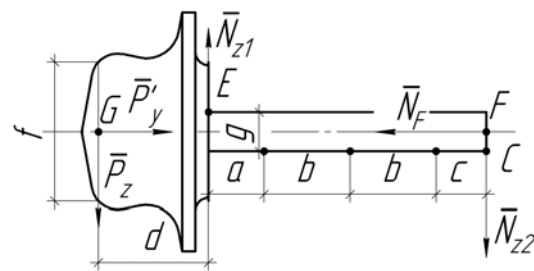


Рис. 4. Сили, що діють на розкочувальну головку у перерізі, що перпендикулярний супорту верстата

З рівнянь рівноваги знайдемо реакції поверхонь N_{z1} та N_{z2} :

$$N_{z1} = \frac{a + 2b + c + d}{a + 2b + c} \cdot P_z; \quad (3)$$

$$N_{z2} = \frac{d}{a + 2b + c} \cdot P_z. \quad (4)$$

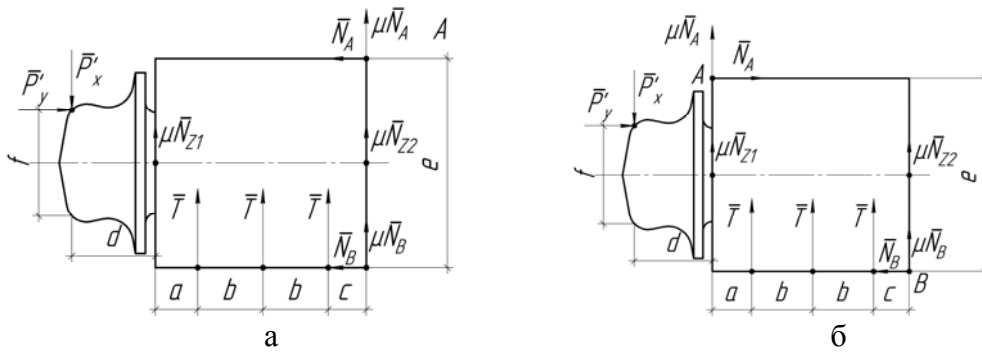


Рис. 5. Сили, що діють на розкочувальну головку у перерізі, що паралельний супорту верстата

У перерізі, що паралельний супорту верстата, в залежності від співвідношення P'_x та P'_y можливі два варіанти дії сил на корпус розкочувальної головки (рис. 5 а, б). Для обох випадків складено рівняння рівноваги і визначено складові зусилля. Для варіанту навантаження, що зображений на рис. 5, а, отримаємо такі співвідношення:

$$P'_x = 3T + \mu(N_A + N_B + N_{Z1} + N_{Z2}); \tag{5}$$

$$N_B = \frac{P'_y \cdot \left(\frac{e-f}{2}\right) + (P'_x - \mu P'_z) \cdot (d + a + 2b + c) - 3T(c + b)}{e}; \tag{6}$$

$$N_A = P'_y - \frac{P'_y \left(\frac{e-f}{2}\right) + (P'_x - \mu P'_z) \cdot (d + a + 2b + c) - 3T(c + b)}{e}. \tag{7}$$

Для другого варіанту навантаження (див. рис. 5, б) з рівнянь рівноваги отримаємо:

$$P'_x = 3T + \mu(N_A + N_B + N_{z1} + N_{z2}); \tag{8}$$

$$N_B = \frac{P'_y \left(\frac{e-f}{2}\right) + P'_x d + 3T(a + b) + \mu d P'_z}{e - \mu(a + 2b + c)}; \tag{9}$$

$$N_A = \frac{P'_y \left(\frac{e-f}{2}\right) + P'_x d + 3T(a + b) + \mu d P'_z}{e - \mu(a + 2b + c)} - P'_y. \tag{10}$$

І в першій і в другій схемі навантаження при забезпеченні коефіцієнта тертя $\mu = 0,03 \dots 0,05$ введенням між поверхнями тертя графітного змащування при визначенні поперечного зусилля P'_x можна знехтувати другим доданком. Тоді, розписавши силу, з якою пружина діє на розкочувальну головку, отримаємо:

$$P'_x = 3C \cdot (l_n + \Delta l), \tag{11}$$

де C – жорсткість пружини; l_n – попередній стиск пружини при збиранні вузла; Δl – деформація пружини внаслідок дії поперечної сили.

Для розрахунку точок дотику заготовки до оправки і інструмента x_A, x_B використаємо методику, що запропонована у роботі [3] з врахування, що відстань між оправкою та валком t є не постійною величиною, а шукається виходячи із рівняння (11). При цьому можливі три варіанти:

– сила P'_x менша за силу попереднього натягу пружин. Тоді деформація пружин Δl дорівнює нулю і задача визначення точок дотику набуває вигляду:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} = -\frac{x_A}{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}; \\ & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \cdot \left[x_B - \frac{s}{2} \times \right. \\ & \left. \times \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right) \right] + \left[\sqrt{R_M^2 - x_A^2} - R_M + \right. \\ & \left. + \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) - \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \times \right. \\ & \left. \times \left(x_A + \frac{s}{2} \cdot \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) \right) \right] = -\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2} - \\ & \left. - h + R_n - \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right) \right]; t = t_0, \end{aligned} \right. \quad (12)$$

де R_M , R_n – радіуси заокруглень оправки і інструмента; s – товщина заготовки; h – подача інструмента; t_0 – початкова відстань між оправкою та інструментом;

– сила P'_x більша за силу попереднього натягу пружин, але менша за $3C \cdot (l_n + l_x)$, де l_x – максимальний хід пружини. Тоді деформація пружин Δl визначається з рівняння (11) і задача набуває вигляду:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} = -\frac{x_A}{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}; \\ & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \cdot \left[x_B - \frac{s}{2} \cdot \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right) \right] + \\ & \left[\sqrt{R_M^2 - x_A^2} - R_M + \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) - \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \times \right. \\ & \left. \times \left(x_A + \frac{s}{2} \cdot \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) \right) \right] = -\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2} - h + R_n - \\ & \left. - \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right) \right]; \\ & \dots \end{aligned} \right.$$

$$\left. \begin{aligned}
 & \dots \\
 & t = t_0 + \left\{ 2 \cdot \sqrt{\frac{D^2}{4} - \left[\frac{d}{2} - R_M - s + \left(R_M + \frac{s}{2} \right) \cdot \arcsin \frac{x_A}{R_M} \right]^2} \times \right. \\
 & \times \left(\frac{\sigma_o \cdot s^2}{4} - \frac{\sigma_o^3 \cdot R_M^2}{3 \cdot E^2} \right) \Bigg/ \left\{ x_B - x_A - \frac{s}{2} \cdot \left[\cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R_n - x_B} \right) + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) \right] - \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \cdot \left[\sqrt{R_M^2 - x_A^2} - R_M + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2} + h - R_n + \frac{s}{2} \cdot \left[\sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) + \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. \left. + \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R_n - x_B} \right) \right] \right] \right\} \cdot \left[\frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right] \Bigg/ C - l_i \Bigg\} \cos \alpha;
 \end{aligned} \right. \quad (13)$$

– сила P'_x більша за силу $3C \cdot (l_n + l_x)$. Тоді деформація пружин Δl дорівнює l_x і задача набуває вигляду:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} = - \frac{x_A}{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}; \\
 & \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \cdot \left[x_B - \frac{s}{2} \times \right. \\
 & \left. \times \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right) \right] + \left[\sqrt{R_M^2 - x_A^2} - R_M + \right. \\
 & \left. + \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) - \frac{x_B - t - R_M - R_n}{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}} \times \right. \\
 & \left. \times \left(x_A + \frac{s}{2} \cdot \cos \left(\arctg \frac{\sqrt{R_M^2 - x_A^2}}{x_A} \right) \right) \right] = - \sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2} \\
 & - h + R_n - \frac{s}{2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sqrt{R_n^2 - (x_B - t - R_M - R_n)^2}}{t + R_M + R - x_B} \right); \\
 & t = t_0 + l_x.
 \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Для реалізації всіх трьох варіантів була створена програма у додатку Maple 9. Результати розрахунку за цією програмою показані на рис. 6. При певній подачі h_i пружини починають стискатись, що призведе до збільшення зазору між валком та оправкою. Внаслідок цього осьова складова зусилля деформування різко зменшується, а зростання поперечної складової йде більш повільно.

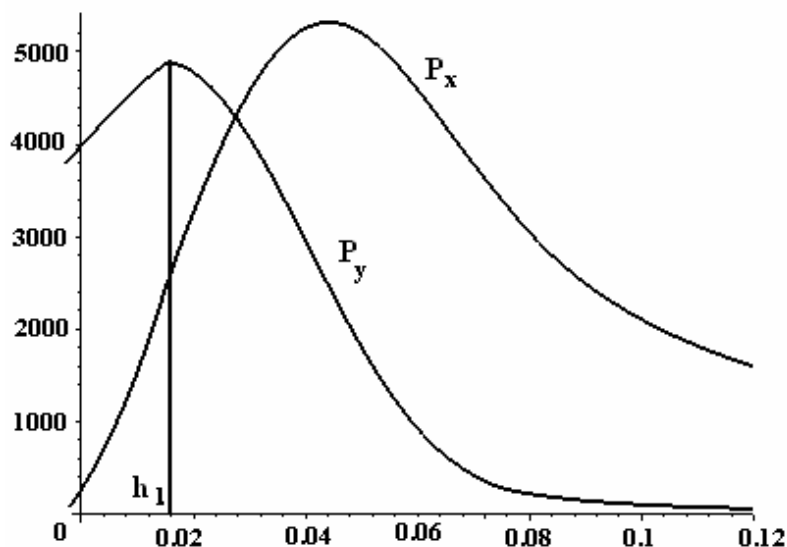


Рис. 6. Розрахунок осьової та поперечної складових повного зусилля із врахуванням зміни зазору між валком та оправкою внаслідок дії пружин

ВИСНОВКИ

Запропоновано методику визначення зусилля деформування при ротаційній витяжці із врахуванням дії пружних елементів. При цьому розглянуто три можливі випадки: коли поперечна складова менша за силу попереднього натягу пружин, більша за неї, але менша за максимальну силу стиску пружин, що зумовлена їх максимальним ходом, і небажаний випадок, коли поперечна складова повного зусилля діє на інструмент без компенсації пружинами.

Запропонована методика визначення зусилля деформування реалізована у додатку Maple 9.

ЛІТЕРАТУРА

1. Матвійчук В. А. Розробка маловідходних процесів формування тонкостінних циліндричних деталей / В. А. Матвійчук, В. М. Михалевич, В. О. Краєвський // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. – Краматорськ : ДДМА. – 2004. – С. 281–286.
2. Михалевич В. М. Математичне моделювання механіки формоутворення при холодному торцевому розкочуванні та ротаційній витяжці : монографія / В. М. Михалевич, В. О. Краєвський. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 188 с.
3. Краєвський В. О. Математична модель згинання смуги / В. А. Матвійчук, В. М. Михалевич, В. О. Краєвський // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. – Краматорськ : ДДМА. – 2006. – С. 103–108.

Краєвський В. О. – канд. техн. наук, доц. ВНТУ;

Матвійчук В. А. – д-р техн. наук, проф. ВНАУ;

Михалевич В. М. – д-р техн. наук, проф. ВНТУ;

Краєвський С. О. – магістр ВНТУ.

ВНТУ – Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

ВНАУ – Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця.

E-mail: vkraevsky@mail.ru