

Ю. Б. ДРОБОТ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИБКИ С РАСТЯЖЕНИЕМ ТОНКОСТЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ

Детали, изготавливаемые из тонкостенных прессованных и гнутых профилей, находят широкое применение в различных отраслях машиностроения. При необходимости получить из профиля деталь одинарной кривизны и значительных габаритов прибегают к гибке профиля на роликовых станках или к гибке по пуансону. На точность обводов деталей, получаемых такими способами, значительное влияние оказывает упругое пружинение, заключающееся в увеличении радиуса кривизны детали после снятия формообразующей нагрузки по сравнению с радиусом кривизны, фиксируемым рабочим органом станка до снятия нагрузки. Явление это обусловлено тем, что упругие деформации, сопровождающие пластическую, имеют различные знаки в наружных (растягиваемых при изгибе) и внутренних (сжимаемых при изгибе) волокнах профиля.

Резкого уменьшения упругого пружинения можно добиться, обеспечивая формообразование при деформациях одного знака. Практически это осуществляется при гибке профилей с одновременным их растяжением. Уменьшение упругого пружинения объясняет применение гибки с растяжением в случае жестких допусков на обводы изготавливаемых деталей. Практически борьба с этим явлением сводится к трем направлениям:

1. Применение для формообразования процессов, физическая сущность которых исключает (или уменьшает) упругое пружинение. В этом отношении гибка с растяжением (и осо-

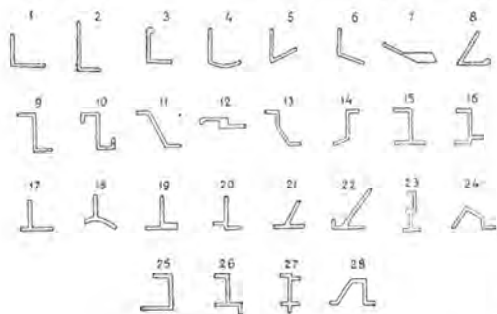
бенно с одновременным подогревом заготовки) обладает явными преимуществами по сравнению с обычными способами гибки.

2. Учет упругого пружинения в технологической оснастке.

3. Доработка (правка) деталей после гибки. Выполняется обычно вручную и является трудоемким процессом.

Поскольку современные способы гибки (в том числе и гибка с растяжением) сопровождаются в той или иной мере явлением упругого пружинения, важной является разработка надежных и достаточно простых методов теоретического расчета величины упругого пружинения для учета его при проектировании технологической оснастки.

Теоретическому исследованию процесса гибки с растяжением тонкостенных профилей посвящен целый ряд работ [1÷8]. В них анализ гибки с растяжением проводится, когда формообразующий изгибающий момент, действующий по торцам профиля, расположен в плоскости симметрии поперечного сечения или в плоскости главной центральной оси. Это обстоятельство значительно ограничивает область практического использования полученных в работах результатов. Анализ типоразмеров применяемых профилей показывает, что профилей с несимметричным поперечным сечением используется гораздо больше, чем с симметричным. Преимущественное применение таких профилей (фиг. 1) можно объяснить



Фиг. 1

их большим конструктивным разнообразием, конструктивной и технологической простотой соединения с другими деталями. В частности, такие профили обеспечивают удобные подходы при выполнении сварных, клепанных и других соединений. Главные центральные оси поперечного сечения в них, как правило,

не параллельны полкам, а плоскость изгиба обычно параллельна одной из них, т. е. изгиб профилей косой.

В настоящей статье сделана попытка учесть в теоретическом анализе силовых факторов, упругого пружинения и остаточных напряжений явление косоугольного изгиба.

Расположим в поперечном сечении профиля центральные оси x , y так, чтобы ось y лежала в той плоскости, в которой профилю необходимо сообщить кривизну. Ось x при этом будет параллельна оси изгиба профиля и при упругих деформациях должна являться нейтральной осью поперечного сечения. Третья ось z будет продольной осью профиля, образуя с двумя другими осями левую систему координат.

Если в каждом поперечном сечении профиля действует изгибающий момент M , дающий вдоль выбранных осей составляющие M_x и M_y (фиг. 2), то профиль будет изгибаться в общем случае в плоскости z , y , получая кривизну χ_x , и в плоскости z , x , получая кривизну χ_y . При этом в области упругих деформаций [9]:

$$\chi_x = \frac{M_y I_y + M_x I_{xy}}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)}, \quad (1)$$

$$\chi_y = \frac{M_x I_{yx} + M_y I_x}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)}, \quad (2)$$

где I_x , I_y , I_{xy} — осевые и центробежный моменты инерции площади поперечного сечения относительно осей x , y ;

E — модуль упругости материала профиля.

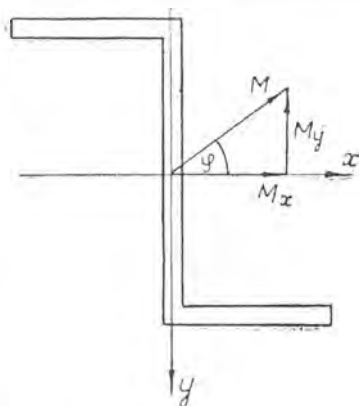
Выясним необходимые условия для изгиба профиля только в плоскости z , y , т. е. для выполнения равенства $\chi_y = 0$. Положив правую часть уравнения (2) равной нулю, приходим к соотношению

$$\frac{M_y}{M_x} = - \frac{I_{xy}}{I_x}.$$

Замечая, что отношение $\frac{M_y}{M_x}$ определяет тангенс угла φ наклона момента M к оси x (фиг. 2), получаем

$$\operatorname{tg} \varphi = - \frac{I_{xy}}{I_x}. \quad (3)$$

Выполнение условия (3) для каждого сечения приводит к закручиванию профиля составляющей момента M_y при кривизне $\chi_x \neq 0$. Момент M_y , действующий, например, на ле-



Фиг. 2

вом торце вырезанного элемента профиля (фиг. 3), дает отличную от нуля проекцию на нормаль к правому сечению. Эта проекция является для правого сечения крутящим моментом. Для удержания профиля в плоскости z, y необходим распределенный по длине профиля внешний крутящий момент, интенсивность которого m легко определяется из условия равновесия моментов относительно горизонтальной на чертеже оси 1—1 (фиг. 3).

— $M_y \sin \frac{d\theta}{2} - M_y \sin \frac{d\theta}{2} + m ds = 0$.

Принимая $\sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\gamma}{2}$, получим

$$m = \frac{M_y d\theta}{ds} \text{ или } m = M_y \gamma_x. \quad (4)$$

Итак, для изгиба профиля только в плоскости z, y , необходимо выполнение условий (3) и (4).

Рассмотрим изгиб профиля при пластических деформациях. При этом будем пользоваться обычными для теоретических расчетов формообразования тонкостенных профилей гипотезами (гипотеза плоских сечений, пренебрежение касательными напряжениями, возникающими ввиду соответствия схемы формообразования поперечному изгибу и т. д.). Подробное изложение и обоснование применимости этих гипотез можно найти в упомянутой литературе. Аппроксимирующую зависимость между истинными напряжениями σ и относительными удлинениями ϵ (пользуемся диаграммой 1-го рода, т. к. с относительным удлинением легче математически связать деформации профиля при изгибе) выберем линейной [2 ÷ 5], [7]:

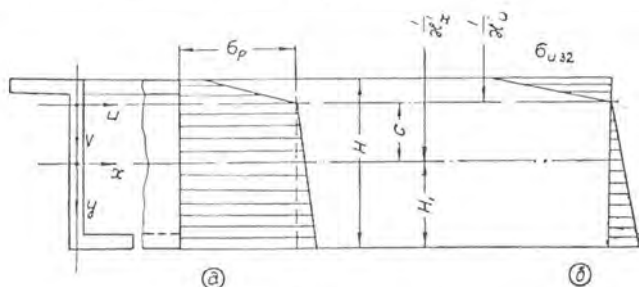
$$\sigma = \sigma_s^1 + \Pi (\epsilon - \epsilon_s^1); \quad \epsilon \geq \epsilon_s^1. \quad (5)$$

Здесь σ_s^1 — условный предел текучести;
 ϵ_s^1 — соответствующее ему относительное удлинение;
 Π — модуль упрочнения, подбирающийся из условия возможно более близкого совпадения аппроксимирующей прямой с экспериментальной кривой упрочнения.

Учет упрочнения простейшей линейной зависимостью обусловлен громоздкостью формул при расчете косоугольного изгиба.

Рассмотрим профиль, растянутый вначале осевым усилием за предел текучести и изогнутый затем в плоскости z, y по гибочному пуансону моментами, приложенными на торцах профиля. Реакции поверхностей ручья гибочного пуансона удерживают профиль в плоскости изгиба z, y , ликвидируя закручивание профиля, отмеченное ранее.

Распределение нормальных напряжений по высоте сечения H профиля до снятия нагрузки показано на фиг. 4-а. На фиг. 4-б показаны дополнительные напряжения $\sigma_{изг}$, накладываемые изгибом на напряжения растяжения σ_p . При такой нагрузке нейтральный слой деформаций $\varepsilon_{изг}$, обусловленных



Фиг. 4

изгибом, смещается к центру кривизны на неизвестный пока размер C (фиг. 4). В системе координат u, v , получаемой параллельным переносом системы x, y на величину C вдоль оси y ,

$$\varepsilon_{изг} = \chi_u^1 \cdot v, \quad (6)$$

где χ_u^1 — кривизна гибочного пуансона в плоскости z, y по нейтральному слою деформаций изгиба;

$$\sigma_{изг} = P \cdot \varepsilon_{изг}; \text{ при } V \geq 0; \quad (7)$$

$$\sigma_{изг} = E \cdot \varepsilon_{изг}; \text{ при } V < 0. \quad (8)$$

Смещение нейтрального слоя C и составляющую изгибающего момента M_u вдоль оси u найдем, следуя Е. Н. Мошину [2], [7].

Условие равенства нулю равнодействующей нормальных усилий в сечении от изгиба приводит к уравнению

$$P \cdot S_u^t + E \cdot S_u^e = 0, \quad (9)$$

где $S_u^a = \int_0^{c+H_1} bvdv$; $S_u^b = \int_{c+H_1-H}^0 bvdv$ — статические моменты соответственно наружной ($v \geq 0$) и внутренней ($v \leq 0$) зон поперечного сечения относительно оси u ;

b — ширина сечения, в общем случае переменная по высоте.

Момент M_u определяется равенством

$$M_u = z_u^1 (PI_u^a + EI_u^b), \quad (10)$$

где $I_u^a = \int_0^{c+H_1} bv^2dv$; $I_u^b = \int_{H_1+c-H}^0 bv^2dv$ — моменты инерции соответственно наружной ($v \geq 0$) и внутренней ($v \leq 0$) зон поперечного сечения относительно оси u .

Уравнение (9) дает возможность определить смещение нейтрального слоя C . Можно предложить следующий графо-аналитический метод его решения. При использовании известного соотношения

$$S_u^a + S_u^b = C \cdot F,$$

где F — площадь поперечного сечения, уравнение (9) можно привести к виду

$$\frac{S_u^a}{C} \neq \frac{EF}{F - \Pi},$$

откуда следует, что размер c определяется как абсцисса точки пересечения кривой $S_u^a = S_u^a(c)$ и прямой с угловым коэффициентом, равным $\frac{EF}{E - \Pi}$.

При косом изгибе нормальные усилия в сечении от изгиба дадут момент U относительно оси v и для его ликвидации необходима соответствующая составляющая внешнего изгибающего момента

$$M_D = - \int_{F_u} \sigma_{изг} \cdot u \cdot dF - \int_{F_\sigma} \sigma_{изг} \cdot u \cdot dF.$$

Используя (6), (7), (8), получим

$$M_v = - \int_{F_n} \Pi z_u^1 u v dF - \int_{F_a} E z_u^1 u v dF = \\ = - \Pi z_u^1 \int_{F_n} u v dF - E z_u^1 \int_{F_a} u v dF.$$

Введем обозначения:

$I_{uv}^n = \int_{F_n} u v dF$ — центробежный момент инерции наружной зоны поперечного сечения площадью F_n относительно осей u, v ;

$I_{uv}^a = \int_{F_a} u v dF$ — то же, для внутренней зоны.

Окончательно

$$M_v = - z_u^1 (\Pi I_{uv}^n + E I_{uv}^a). \quad (11)$$

Определим положение вектора результирующего изгибающего момента, составляющие которого определены (10), (11), подсчитав аналогично (3) тангенс угла $\varphi_{пл}$ наклона этого момента к оси изгиба

$$\operatorname{tg} \varphi_{пл} = \frac{M_v}{M_u} = - \frac{\Pi I_{uv}^n + E I_{uv}^a}{\Pi I_{uu}^n + E I_{uu}^a}. \quad (12)$$

Анализируя (12) и (3), приходим к выводу, что

$$\varphi_{пл} \neq \varphi. \quad (13)$$

Для определения упругого пружинения профиля при снятии формообразующей нагрузки воспользуемся теоремой о разгрузке [10]: кривизна детали после снятия нагрузки $\bar{\chi}$ равна разности между кривизной гибочного пуансона χ^1 и кривизной упругого изгиба χ , подсчитанной в предположении упругих деформаций от формообразующей нагрузки

$$\bar{\chi} = \chi^1 - \chi. \quad (14)$$

При расчете кривизны упругого изгиба воспользуемся зависимостями (1) и (2). Т. к. правая часть (2) обращается в нуль только при выполнении условия (3), приходим на основании (13) к важному выводу: упругое пружинение при разгрузке от косоугольного изгиба происходит не только в плоскости изгиба, но и в направлении, перпендикулярном этой плоскости. Подставив (10) и (11) в (1), (2), получим

$$\chi_x = z_u^1 \cdot \frac{K_x}{E}; \quad (15)$$

$$\kappa_y = \kappa_u^1 \frac{K_v}{E}, \quad (16)$$

$$\text{где } K_x = \frac{\Pi (I_{uv}^n I_y - I_{xy}^n I_{xy}) + E (I_u^a I_y - I_{uv}^a I_{xy})}{I_x I_y - I_{xy}^2}; \quad (17)$$

$$K_y = \frac{\Pi (I_{uv}^n I_{xy} - I_{xy}^n I_x) + E (I_u^b I_{xy} - I_{uv}^b I_x)}{I_x I_y - I_{xy}^2}. \quad (18)$$

Воспользовавшись теперь теоремой о разгрузке, получим

$$\bar{\kappa}_x = \kappa_x^1 - \kappa_u^1 \frac{K_x}{E}; \quad (19)$$

$$\bar{\kappa}_y = \kappa_y^1 - \kappa_u^1 \frac{K_v}{E}, \quad (20)$$

где κ_x^1 и κ_y^1 — кривизны гибочного пуансона по нейтральному слою деформаций при разгрузке (по оси тяжести профиля).

Угол изгиба детали после снятия нагрузки Θ без учета небольшого сокращения длины профиля от снятия растягивающего усилия определяется соотношением [5]

$$\bar{\Theta} = \Theta \frac{\bar{\kappa}}{\kappa^1}, \quad (21)$$

где Θ — угол изгиба детали по пуансону до снятия нагрузки. С учетом полученных результатов

$$\bar{\Theta}_x = \Theta_x \cdot \frac{\kappa_u^1 \left(1 - \frac{K_x}{E}\right)}{\kappa_x^1}. \quad (22)$$

Зависимости (19), (20), (22) позволяют определить кривизну детали после пружинения и угол изгиба детали по известной кривизне гибочного пуансона.

Обычно $\kappa_y^1 = 0$ и при больших радиусах изгиба $\kappa_x^1 \approx \kappa_u^1$. Тогда полученные формулы принимают вид

$$\bar{\kappa}_x = \kappa_u^1 \left(1 - \frac{K_x}{E}\right); \quad (23)$$

$$\bar{\kappa}_y = -\kappa_u^1 \frac{K_v}{E}; \quad (24)$$

$$\bar{\Theta}_x = \Theta_x \left(1 - \frac{K_x}{E}\right). \quad (25)$$

Из уравнения (20) следует, что одно из условий получения плоской детали $\bar{\kappa}_y = 0$ заключается в сообщении гибочному пуансону кривизны

$$\kappa_y^1 = \kappa_u^1 \cdot \frac{K_y}{E}. \quad (26)$$

Перейдем к определению остаточных напряжений. По теореме о разгрузке остаточные напряжения $\bar{\sigma}$ определяются разностью между напряжениями σ в истинном и $\sigma_{\text{упр}}$ в фиктивном состояниях равновесия [10]:

$$\bar{\sigma} = \sigma - \sigma_{\text{упр}}. \quad (27)$$

Напряжения в истинном состоянии равновесия (при пластических деформациях)

$$\sigma = \sigma_p + P\kappa_u^1 v, \quad \text{при } v \geq 0; \quad (28)$$

$$\sigma = \sigma_p + E\kappa_u^1 v, \quad \text{при } v \leq 0. \quad (29)$$

Напряжения в фиктивном состоянии равновесия (в предположении упругих деформаций от формообразующей нагрузки) находятся с учетом косоугольного изгиба (для нагрузки не выполнено соотношение (3) по общезвестным формулам

$$\sigma_{\text{упр}} = E \varepsilon_{\text{упр}}, \quad (30)$$

$$\varepsilon_{\text{упр}} = \varepsilon_p + \kappa_y x + \kappa_x y, \quad (31)$$

где κ_y, κ_x — кривизны профиля в фиктивном состоянии равновесия соответственно в плоскостях z, x и z, y , определяемые с помощью (1), (2).

Используя (15), (16), (31), получим для (30) следующее выражение

$$\sigma_{\text{упр}} = \sigma_p + \kappa_u^1 (K_y x + K_x y). \quad (32)$$

Тогда остаточные напряжения определяются следующим образом:

$$\bar{\sigma} = \kappa_u^1 (Pv - K_y x - K_x y), \quad v \geq 0; \quad (33)$$

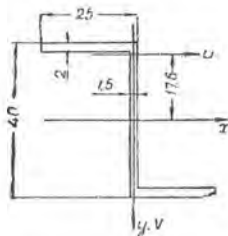
$$\bar{\sigma} = \kappa_u^1 (Ev - K_y x - K_x y), \quad v \leq 0. \quad (34)$$

Оценим влияние косоугольного изгиба, например, на величину упругого сужения. Рассмотрим изгиб профиля, поперечное сечение и геометрические характеристики которого показаны на фиг. 5.

Материал профиля — Д16-М; $E = 7,2 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$. $P = 0,177 \times 10^6 \text{ кг/см}^2$ [3]. Для различных значений размера C произ-

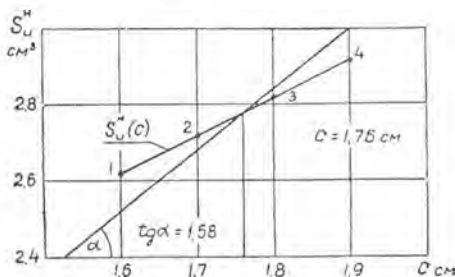
веден расчет величины S_u^N , по результатам расчета построена кривая $S_u^N(c)$ (фиг. 6).

Абсцисса точки пересечения этой кривой и прямой с угловым коэффициентом, равным $\frac{EF}{E-\Pi} = \frac{7,2 \cdot 10^5 \cdot 1,54}{7,2 \cdot 10^5 - 0,177 \cdot 10^5} = 1,58$, определяет размер $C = 1,76$ см. Геометрические характеристики наружной и внутренней зон поперечного сечения:



$$\begin{aligned} F &= 1540 \text{ см}^2 \\ J_z &= 4196 \text{ см}^4 \\ J_y &= 1902 \text{ см}^4 \\ J_{xy} &= 2233 \text{ см}^4 \end{aligned}$$

Фиг. 5



Фиг. 6

$$\begin{aligned} I_u^N &= 8,964 \text{ см}^4; & I_u^a &= 0,0114 \text{ см}^4; \\ I_{uv}^N &= 2,151 \text{ см}^4; & I_{uv}^a &= 0,0822 \text{ см}^4. \end{aligned}$$

Изменение кривизны детали при снятии нагрузки составит с учетом косоугольного изгиба см. (19), (20):

$$\begin{aligned} \bar{\chi}_x^1 - \bar{\chi}_x^0 &= \chi_u^1 \cdot \frac{\Pi (I_u^N I_y - I_{uv}^N I_{xy}) + E (I_u^a I_y - I_{uv}^a I_{xy})}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)} = \\ &= \chi_u^1 \cdot \frac{0,177 \cdot 10^5 (8,964 \cdot 1,902 - 2,151 \cdot 2,233) + 7,2 \cdot 10^5 (0,0114 \cdot 1,902 - 0,0822 \cdot 2,233)}{7,2 \cdot 10^5 [4,196 \cdot 1,902 - (2,233)^2]} = 4,63 \cdot 10^{-2} \chi_u^1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{\chi}_y^1 - \bar{\chi}_y^0 &= \chi_u^1 \cdot \frac{\Pi (I_u^N I_{xy} - I_{uv}^N I_x) + E (I_u^a I_{xy} - I_{uv}^a I_x)}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)} = \\ &= \chi_u^1 \cdot \frac{0,177 \cdot 10^5 (8,964 \cdot 2,233 - 2,151 \cdot 4,196) + 7,2 \cdot 10^5 (0,0114 \cdot 2,233 - 0,0822 \cdot 4,196)}{7,2 \cdot 10^5 [4,196 \cdot 1,902 - (2,233)^2]} = -1,62 \cdot 10^{-2} \chi_u^1. \end{aligned}$$

Если не учитывать косоугольного изгиба, следует положить в (19) и (20) $I_{xy} = I_{uv}^a = I_{uv}^N = 0$. Тогда формулы примут вид

$$\bar{\chi}_x^1 = \chi_x^1 - \chi_u^1 \cdot \frac{\Pi I_u^N + E I_u^a}{E I_x}, \quad (35)$$

$$z_y = z_u^1, \quad (36)$$

который полностью соответствует, с учетом принятых обозначений, рекомендуемым В. И. Давыдовым формулам для расчета пружинения [5] стр. 45, формула (65). Аналогичные формулы рекомендует Е. Н. Мошнин, упрощая (35) пренебрежением размера C [7], формула (146); [2] стр. 43, формула (13). Без учета косога изгиба изменение кривизны детали при снятии нагрузки составит

$$\begin{aligned} z_x^1 - \bar{z}_x &= z_u^1 \frac{\Pi I_u^1 + EI_u^b}{EI_x} = \\ &= z_u^1 \frac{0,177 \cdot 10^5 \cdot 8,964 + 7,2 \cdot 10^5 \cdot 0,0114}{7,2 \cdot 10^5 \cdot 4,196} = 5,53 \cdot 10^{-2} z_u^1; \\ z_y^1 - \bar{z}_y &= 0. \end{aligned}$$

В данном примере пренебрежение косым изгибом вносит в результаты теоретического определения упругого пружинения в плоскости изгиба погрешность в 16% и совершенно не позволяет учесть пружинение в направлении, перпендикулярном плоскости изгиба, которое в этом случае даст при $z_u^1 = 0,01 \text{ см}^{-1}$ изменение кривизны на величину

$$-1,62 \cdot 10^{-2} \cdot 0,01 = -1,62 \cdot 10^{-4} (\text{см}^{-1}),$$

что соответствует радиусу кривизны 61,7 м.

Для проверки пригодности полученных теоретических результатов по пружинению несимметричных профилей при гибке с растяжением было проведено измерение пружинения, практически наблюдаемого при изготовлении серийных деталей на станках ПГР-6 и ПГР-7.

Таблица 1

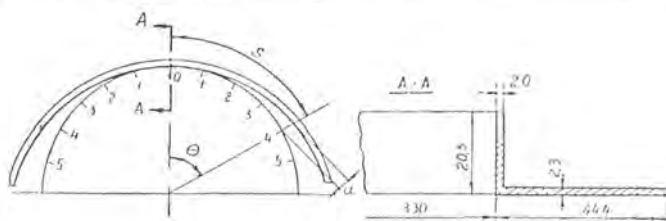
№№ точек	1	2	3	4
C см	1,6	1,7	1,8	1,9
S_u^1 см ³	2,618	2,720	2,820	2,942

После снятия формообразующей нагрузки измерялось с точностью до 0,1 мм отклонение детали u от контура гибочного пуансона. При теоретическом расчете величины этого отклонения использовалась формула

$$u = \left(\frac{1}{r_x} - \frac{1}{r_x^1} \right) (1 - \cos \Theta),$$

где Θ — угловая координата рассматриваемого сечения. Начало ее отсчета совмещено с центральным сечением по оси симметрии пуансона.

Величина модуля упрочнения в расчетах принималась по экспериментальной кривой упрочнения. Теоретическое пружи-



Фиг. 7

нение рассчитывалось по формулам (19) и (35). Схема замеров и размеры профиля для первого эксперимента показаны на фиг. 7, а результаты замеров и расчетов — в таблице 2.

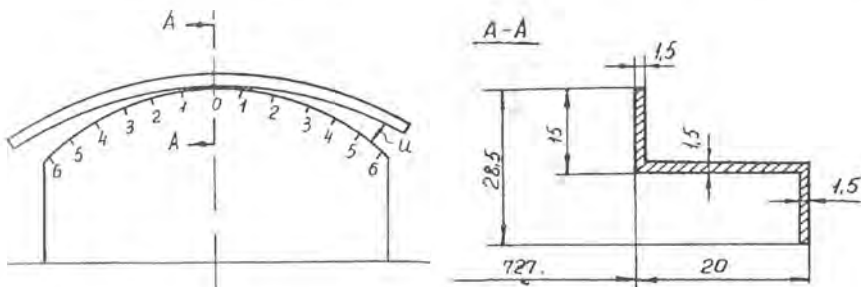
Таблица 2

Материал детали и термообработка Д16 отожжен;
 схема процесса растяжение — изгиб;
 усилие растяжения соответствует пределу
 текучести;

радиус кривизны детали после снятия на-
 грузки (по вертикальной на чертеже
 полке) 340,4 мм;
 относительный радиус изгиба 7,8.

№ сечений	Дуга S , см	Пружинение u , мм				Теоретическое значение пружинения, мм	
		деталь № 1	деталь № 2	деталь № 3	средн. знач.	по (19)	по (35)
0	0	0	0	0	0	0	0
1	10	0,7	0,4	0,4	0,5	0,50	0,64
2	20	1,5	1,3	1,5	1,43	1,97	2,51
3	30	4,0	3,7	5,0	4,23	4,22	5,39
4	40	7,5	6,6	8,1	7,40	7,12	9,06
5	52,2	11,6	11,0	11,8	11,47	11,00	14,00

Схема замеров и размеры профиля при втором эксперименте показаны на фиг. 8, а результаты замеров и расчетов в таблице 3.



Фиг. 8.

Таблица 3

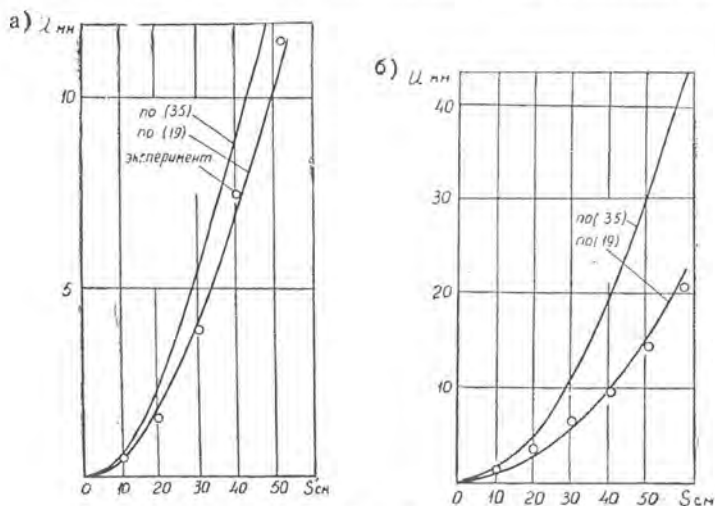
Материал и термообработка	В-95 отожжен.;
Схема процесса	растяжение — изгиб;
Показание манометра растяжного гидроцилиндра	5 атм;
Радиус кривизны детали после снятия нагрузки (по наружной полке)	807 мм;
Относительный радиус изгиба	36,85.

№ сечений	Дуга S, см.	Пружинение ϵ , мм			Теоретическое значение пружинения, мм	
		деталь № 1	деталь № 2	среднее значение	по (19)	по (35)
0	0	0	0	0	0	0
1	10	1,5	1,15	1,32	0,70	1,36
2	20	3,15	3,50	3,32	2,66	5,16
3	30	5,8	6,55	6,17	5,87	11,42
4	40	9,3	10,4	9,85	10,28	20,00
5	50	13,8	15,7	14,75	15,95	31,05
6	60	20,3	21,7	21,00	22,60	44,00

Результаты экспериментов графически представлены на фиг. 9 «а» и «б».

Разброс экспериментальных данных объясняется тем, что растяжение практически контролировалось по показаниям манометра растяжного гидроцилиндра, что не обеспечивает точной фиксации величины усилия.

Приведенные данные показывают, что пренебрежение косым изгибом приводит к завышению расчетного пружинения тем больше, чем больше наклонены к плоскости изги-



Фиг. 9

ба главные центральные оси поперечного сечения профиля. В последнем эксперименте наблюдалось почти двукратное завышение.

В ы в о д ы

1. В работе получены приближенные формулы для оценки упругого пружинения и остаточных напряжений при изгибе с растяжением несимметричных тонкостенных профилей.

2. Для деформирования такого профиля помимо составляющей изгибающего момента, вектор которой нормален к плоскости изгиба, необходима составляющая, вектор которой лежит в плоскости изгиба.

3. Пренебрежение косым изгибом вносит заметную погрешность в результаты теоретического определения величины упругого пружинения в плоскости изгиба.

4. Происходит упругое пружинение детали в направлении, нормальном к плоскости изгиба.

5. Проверка пригодности полученных теоретических формул, проведенная путем измерения пружинения, наблюдаемого при изготовлении серийных деталей на станках ПГР-6 и ПГР-7, показала достаточно хорошую сходимость.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Ф. Ахмеров. Исследование процессов гибки с растяжением деталей одинарной кривизны. Труды КАИ, выпуск XXXVI, 1956.
 2. Е. Н. Мошнин. Гибка с растяжением (назначение, технология и выбор силовых параметров). Вестник машиностроения, № 2, 1956.
 3. М. Н. Горбунов. Определение технологических параметров процесса изгиба с растяжением. Труды МАТИ, выпуск 29, 1956.
 4. В. И. Давыдов. Исследование процесса гибки с растяжением. В книге: Инженерные методы расчета технологических процессов обработки металлов давлением. Машгиз, 1957.
 5. В. И. Давыдов. Изделия из тонкостенных профилей. Машгиз, 1957.
 6. М. И. ЛЫСОВ. Формообразование деталей одинарной кривизны методом пластического изгиба с растяжением. Труды КАИ, выпуск XXXIII — XXXIV, 1957.
 7. Е. Н. Мошнин. Гибка, обтяжка и правка на прессах. Машгиз, 1959.
 8. А. Ф. Ахмеров и И. Ф. Пархоменко. К вопросу определения технологических параметров при гибке с растяжением профильных деталей. Известия ВУЗ'ов, серия «Авиационная техника», № 3, 1961.
 9. С. П. Тимошенко. Устойчивость упругих систем, ГИТТЛ, М., 1955.
 10. А. А. Ильюшин. Пластичность. Гостехиздат, 1948.
-