



The stresses, occurring in a wall of the bimetallic "aluminum-cast iron" cylinder of pneumatic compressor, are estimated. The formulas for determination of the wall thickness of cylinder cast iron inserts, equivalent stresses and load factor are derived.

А. М. БОДЯКО, С. В. ГАЛАГАЕВ,  
И. А. МЕЛЬНИКОВ, ГНУ ИТМ НАН Беларуси,  
В. А. СОКОЛОВСКИЙ, РУП "Борисовский завод агрегатов"

## РАСЧЕТ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ ПНЕВМОКОМПРЕССОРА

УДК 621.43.031.3:536.24

В работе [1] выполнена оценка эффективности охлаждения биметаллического цилиндра пневмокомпрессора в сравнении с монометаллическим чугуном. Биметаллические цилиндры состоят из износостойкой чугунной втулки, получаемой методом литья намораживанием, и ребристой алюминиевой рубашки, которая заливается на чугунную втулку под давлением. При охлаждении в алюминиевой рубашке развиваются растягивающие, а в чугунной втулке — сжимающие напряжения, что приводит к формированию в биметаллическом цилиндре остаточных напряжений. Кроме того, в стенках цилиндра возникают напряжения от начальной затяжки болтов и внутреннего давления, создаваемого компрессором. Анализу влияния всех этих напряжений, возникающих в биметаллическом цилиндре, посвящена настоящая работа.

Рассмотрим развитие остаточных напряжений в биметаллическом цилиндре, состоящем из чугунной втулки и алюминиевой рубашки. Для этого, используя модель Н. В. Калакуцкого, составим баланс деформаций для алюминиевой рубашки с сечением  $f$  и чугунной втулки с сечением  $F$  на этапе охлаждения после заливки алюминиевым сплавом:

$$\alpha_f(T_0 - T_f) + \frac{1}{E}[\sigma_{rf} - \mu(\sigma_{ff} + \sigma_{xf})] = \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{2E}[\sigma_{rF} - \mu(\sigma_{iF} + \sigma_{xF})], \quad (1)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) + \frac{1}{E}[\sigma_{ff} - \mu(\sigma_{rf} + \sigma_{xf})] = \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{2E}[\sigma_{iF} - \mu(\sigma_{rF} + \sigma_{xF})], \quad (2)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) + \frac{1}{E}[\sigma_{xf} - \mu(\sigma_{rf} + \sigma_{ff})] = \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{2E}[\sigma_{xF} - \mu(\sigma_{rF} + \sigma_{iF})], \quad (3)$$

где  $\alpha_f, \alpha_F$  — соответственно коэффициенты усадки твердого алюминия и чугуна;  $E_{Al} = E$ ;  $E_c = 2E_{Al} = 2E$  — модуль упругости;  $\mu_{Al} = \mu_c = \mu$  — коэффициент Пуассона;  $T_0$  — некоторая начальная температура, в качестве которой можно принять температуру перехода алюминиевого сплава из пластического состояния в упругое;  $T_f$  и  $T_F$  — средние температуры соответственно алюминиевой и чугунной стенок к некоторому моменту времени;  $\sigma_{rf}, \sigma_{ff}, \sigma_{xf}$  и  $\sigma_{rF}, \sigma_{iF}, \sigma_{xF}$  — температурные напряжения в алюминиевой рубашке и чугунной втулке.

Ввиду равновесия сил

$$\sigma_{rf}f = \sigma_{rF}F, \quad \sigma_{ff}f = \sigma_{iF}F, \quad \sigma_{xf}f = \sigma_{xF}F. \quad (4)$$

Откуда

$$\sigma_{rF} = \frac{\sigma_{rf}f}{F}, \quad \sigma_{iF} = \frac{\sigma_{ff}f}{F}, \quad \sigma_{xF} = \frac{\sigma_{xf}f}{F}, \quad (5)$$

$$\sigma_{rf} = \frac{\sigma_{rF}F}{f}, \quad \sigma_{ff} = \frac{\sigma_{iF}F}{f}, \quad \sigma_{xf} = \frac{\sigma_{xF}F}{f}. \quad (6)$$

Следовательно,

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E}\left(1 - \frac{f}{2F}\right)[\sigma_{rf} - \mu(\sigma_{ff} + \sigma_{xf})] = 0, \quad (7)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E}\left(1 - \frac{f}{2F}\right)[\sigma_{ff} - \mu(\sigma_{rf} + \sigma_{xf})] = 0, \quad (8)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E} \left( 1 - \frac{f}{2F} \right) [\sigma_{xf} - \mu(\sigma_{rf} + \sigma_{yf})] = 0. \quad (9)$$

Решая совместно уравнения (7) — (9) как систему, находим, что  $\sigma_{rf}$ ,  $\sigma_{yf}$ ,  $\sigma_{xf}$  тогда данные уравнения упрощаются:

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E} \left( 1 - \frac{f}{2F} \right) (1 - 2\mu)\sigma_{rf} = 0, \quad (10)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E} \left( 1 - \frac{f}{2F} \right) (1 - 2\mu)\sigma_{yf} = 0, \quad (11)$$

$$\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F) + \frac{1}{E} \left( 1 - \frac{f}{2F} \right) (1 - 2\mu)\sigma_{xf} = 0. \quad (12)$$

Откуда окончательно

$$\sigma_{rf} = \sigma_{yf} = \sigma_{xf} = \frac{E[\alpha_F(T_0 - T_F) - \alpha_f(T_0 - T_f)]}{(1 - f/2F)(1 - 2\mu)}, \quad (13)$$

$$\sigma_{rF} = \sigma_{iF} = \sigma_{xF} = -\frac{E[\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F)]}{(1 - 2F/f)(1 - 2\mu)}. \quad (14)$$

Абсолютная величина напряжений будет тем больше, чем больше разница сечений алюминиевой рубашки и чугунной втулки и соответственно температур к некоторому моменту времени.

Выражения (13) и (14) можно использовать и для оценки уровня остаточных напряжений, сформировавшихся в биметаллическом цилиндре к моменту окончания охлаждения, когда температуры чугунной вставки и рубашки охлаждения станут равными температуре окружающей среды, т.е.  $T_f = T_F = T_{oc}$ . Тогда уравнения (13) и (14) будут иметь вид

$$\sigma_{rf} = \sigma_{yf} = \sigma_{xf} = \frac{E(T_0 - T_{oc})(\alpha_F - \alpha_f)}{(1 - f/2F)(1 - 2\mu)}, \quad (15)$$

$$\sigma_{rF} = \sigma_{iF} = \sigma_{xF} = \frac{E(\alpha_f - \alpha_F)(T_0 - T_{oc})}{(1 - 2F/f)(1 - 2\mu)}. \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) видно, что наиболее опасные растягивающие напряжения возникают в алюминиевой рубашке. Разделив (15) на (16), получим

$$\frac{\sigma_{rf}}{\sigma_{rF}} = \frac{\sigma_{yf}}{\sigma_{iF}} = \frac{\sigma_{xf}}{\sigma_{xF}} = \frac{2F}{f}. \quad (17)$$

Из выражения (17) следует, что при равенстве площадей поперечных сечений величина остаточных напряжений в алюминиевой рубашке будет почти в 2 раза выше, чем в чугунной втулке. С этой точки зрения толщина чугунной рабочей втулки должна быть минимальной.

Определим напряжения от воздействия внутреннего давления. Так как для составляющих биметаллического цилиндра пневмокомпрессоров выполняется условие

$$X > \frac{R_1 + R_2}{20}, \quad (18)$$

где  $X$  — толщина стенки цилиндра;  $R_1$ ,  $R_2$  — соответственно внутренний и внешний радиус цилиндра, то можно воспользоваться формулами Ламе для толстостенного цилиндра.

От внутреннего давления  $p$  в каждой точке цилиндра возникают окружные, радиальные и осевые напряжения, которые вычисляем следующим образом.

Окружное напряжение

$$\sigma_t = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( 1 + \frac{R_2^2}{\rho^2} \right), \quad (19)$$

где  $\rho$  — текущая координата.

Радиальное напряжение

$$\sigma_R = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( 1 - \frac{R_2^2}{\rho^2} \right) \quad (20)$$

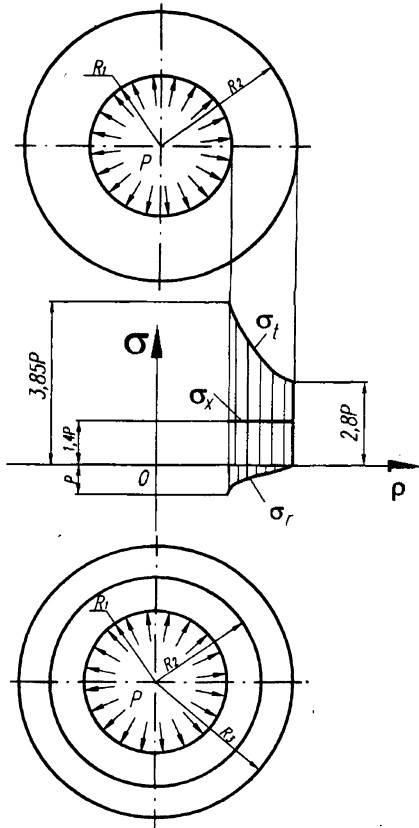


Рис. 1. Поперечное сечение и эпюры напряжений цилиндров: а — монометаллический цилиндр; б — эпюра окружного ( $\sigma_t$ ), радиального ( $\sigma_r$ ), осевого ( $\sigma_x$ ) напряжений по толщине стенки цилиндра; в — биметаллический цилиндр

Осевое напряжение

$$\sigma_x = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \quad (21)$$

а Эпюры напряжений  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$  имеют гиперболический характер, а эпюра  $\sigma_x$  постоянна по толщине цилиндра (рис. 1, б). Для монометаллического и биметаллического цилиндра эпюры имеют одинаковый характер, так как величина напряжений не зависит от свойств материала, а является лишь функцией внутреннего давления и геометрических размеров цилиндров.

б Очевидно, что наиболее опасной в поперечном сечении является точка внутреннего контура. Производя расчет по третьей теории прочности, находим

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = (\sigma_t - \sigma_r)_{\rho=R_1} = \frac{2pR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \leq [\sigma] \quad (22)$$

в Так как внутренний радиус цилиндра известен из условий, вытекающих из назначения конструкции, уравнение (15) удобно привести к виду, при котором искомой является толщина стенки цилиндра:

$$X = \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p}} - 1 \right) R_1 \quad (23)$$

Оценим величину силового воздействия на цилиндр пневмокомпрессора от затяжки болтов. При начальной затяжке болтов на цилиндр действуют сжимающая продольная сила  $N = zP$  и

изгибающий момент  $M = \frac{z}{2}PR_3$ . Нормальные напряжения от действия продольной силы и изгибающего момента направлены по одной прямой и поэтому складываются алгебраически:

$$\sigma = \left| -\frac{N}{F_{\text{ц}}} + \frac{M}{W_x} \right| \quad (24)$$

где  $F_{\text{ц}}$  — площадь поперечного сечения цилиндра:  $F_{\text{ц}} = \pi(R_3^2 - R_1^2)$ ;  $W_x$  — момент сопротивления поперечного сечения цилиндра:  $W_x = \frac{\pi}{4}(R_3^3 - R_1^3)$ .

Определим осевую, растягивающую болт, силу  $P$ , действующую после предварительной затяжки и приложения к нему внешней силы  $P_0$ .

Внешняя сила  $Q$ , действующая на болтовое соединение, представляет собой силу внутреннего давления на головку цилиндра:

$$Q = \pi R_3^2 p \quad (25)$$

Сила  $P_0$ , приходящаяся на один болт, равна:

$$P_0 = \frac{Q}{z} = \frac{\pi R_3^2 p}{z} \quad (26)$$

Тогда получим

$$P = [k(1 - \lambda) + \lambda]P_0 = \frac{\pi}{z}[k(1 - \lambda) + \lambda]R_3^2 p, \quad (27)$$

где  $k$  — коэффициент затяжки болта;  $\lambda$  — коэффициент внешней нагрузки;  $z$  — число болтов.

При воздействии внутреннего давления, температуры и начальной затяжки болтов в стенках цилиндра возникают нормальные напряжения. Так как напряжения в стенках цилиндра возникают от нескольких внутренних силовых факторов, то создается сложное напряженное состояние.

Расчет эквивалентных напряжений проводим для алюминиевой рубашки как более нагруженного элемента конструкции, потому что для нее напряжения от воздействия внутреннего давления и остаточные напряжения имеют одинаковый знак и суммируются, а для чугунной втулки они имеют разный знак и берется их разница.

При сложном напряженном состоянии векторы напряжений, лежащие на одной прямой, суммируются алгебраически, а находящиеся во взаимно перпендикулярных плоскостях складываются геометрически. Векторы окружных напряжений от давления и температуры расположены в горизонтальной плоскости, а векторы осевых напряжений от давления и температуры, а также вектор напряжения от усилия затяжки болта — в вертикальной плоскости, поэтому по третьей теории прочности эквивалентные напряжения следует вычислять по формуле:

$$\sigma_{\text{эKB}}^{\text{III}} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_{x_f} - \sigma)^2 + 4(\sigma_t + \sigma_f)^2} \leq [\sigma], \quad (28)$$

где  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение алюминиевого сплава.

Подставляя из (13), (19), (21), (24), (27) значения величин в формулу (28), окончательно получаем:

$$\sigma_{\text{эKB}}^{\text{III}} = \sqrt{\left[ \frac{p([k(1-\lambda) + \lambda](3R_3^4 + 3R_1R_3^3 - R_1^2R_3^2) + R_1^4 + R_1^3R_3 + R_1^2R_3^2)}{4(R_3^3 - R_1^3)(R_3 + R_1)} + \frac{E[\alpha_F(T_0 - T_F) - \alpha_f(T_0 - T_f)]}{\left(1 - \frac{R_3^2 - R_2^2}{2(R_2^2 - R_1^2)}\right)(1 - 2\mu)} \right]^2 + 4 \left[ \frac{2pR_1^2}{R_3^2 - R_1^2} + \frac{E[\alpha_F(T_0 - T_F) - \alpha_f(T_0 - T_f)]}{\left(1 - \frac{R_3^2 - R_2^2}{2(R_2^2 - R_1^2)}\right)(1 - 2\mu)} \right]^2} \leq [\sigma]. \quad (29)$$

С практической точки зрения запас прочности биметаллического цилиндра по эквивалентным напряжениям удобнее представить в виде коэффициента запаса прочности в зависимости от допускаемых напряжений

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{эKB}}^{\text{III}}}. \quad (30)$$

Подставляя в (29), (30) значения величин при  $T_0 = 550 \text{ K}$ ,  $T_F = 353 \text{ K}$ ,  $T_f = 353 \text{ K}$ ,  $p = 0,6 \text{ МПа}$ ,  $k = 3$ ,  $\lambda = 0,5$ ,  $\mu = 0,25$ ,  $E = 0,7 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ,  $\alpha_f = 20,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ,  $\alpha_F = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ,  $\sigma_T = 180 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$  [2],  $R_1 = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $R_2 = 41 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $R_3 = 47 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , получаем эквивалентные напряжения биметаллического цилиндра пневмокомпрессора  $\sigma_{\text{эKB}}^{\text{III}} = 87,5 \text{ МПа}$ . Таким образом, эквивалентные напряжения не превышают предел текучести алюминиевого сплава. Коэффициент запаса прочности  $n = 1,6$ .

Определим коэффициент запаса прочности для монометаллического чугунного цилиндра и сравним

результаты расчета с биметаллическим. Подставляя в (20), (21) значения величин при  $p = 0,6 \text{ МПа}$ ,  $k = 3$ ,  $\lambda = 0,5$ ,  $\sigma_T = 210 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ ,  $R_1 = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $R_3 = 47 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , получаем эквивалентные напряжения чугунного цилиндра  $\sigma_{\text{эKB}}^{\text{III}} = 88,84 \text{ МПа}$  и коэффициент запаса прочности  $n = 1,7$ .

Таким образом, коэффициенты запаса прочности биметаллического "алюминий—чугун" и монометаллического чугунного цилиндров практически равны.

При разработке конструкции биметаллического цилиндра с целью его применения вместо чугунного на пневмокомпрессорах тракторов "Беларус", а также на автомобильных дизельных двигателях, выпускаемых Минским моторным заводом, толщина стенки вставки из чугуна гильзового состава принята равной 5 мм, а алюминиевой рубашки 6 мм (рис. 2), что обеспечивает требуе-

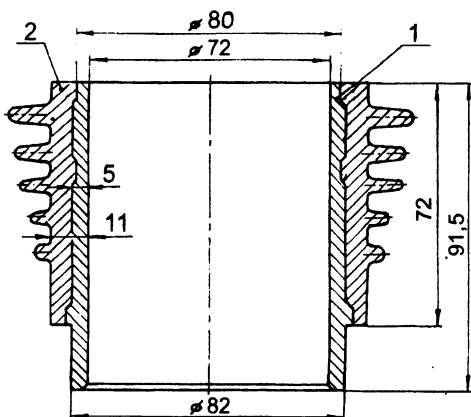


Рис. 2. Биметаллический цилиндр пневмокомпрессоров трактора "Беларус" и автомобилей: 1 — чугунная вставка; 2 — алюминиевая рубашка

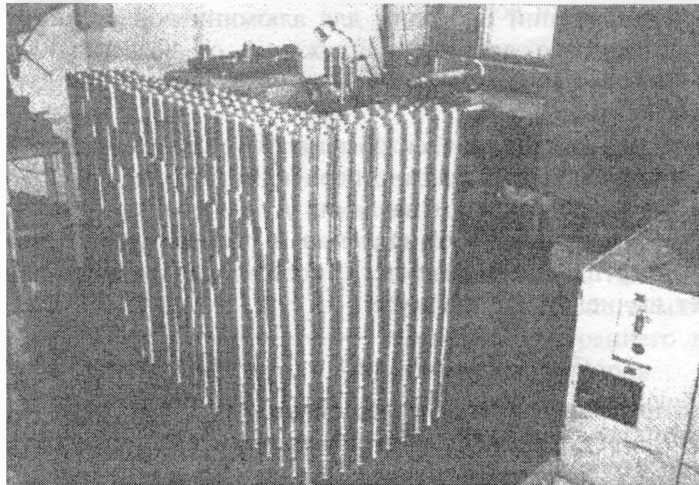


Рис. 3. Участок механической обработки ГНУ ИТМ НАН Беларуси.  
Чугунные вставки для биметаллических цилиндров, полученные литьем намораживанием

мую прочность, при которой допускаемые напряжения в 1,6 раза больше эквивалентных. При этом такая конструкция цилиндра более чем в 1,5 раза увеличивает эффективность его охлаждения в сравнении с применявшимися ранее чугунами [1]. Кроме того, применение рабочей втулки из серого специального чугуна, полученной литьем намораживанием, обеспечивает биметаллическому цилиндру значительно большую износостойкость и эксплуатационную долговечность по сравнению с монометаллическим чугуном, полученным литьем в песчано-глинистую форму по традиционной технологии.

Ежемесячно на Борисовском заводе агрегатов выпускают 3—4 тыс. компрессоров с использованием чугунных вставок, полученных методом непрерывно-циклического литья намораживанием (рис. 3).

За период эксплуатации пневмокомпрессоров рекламаций по износостойкости, прочности и эффективности охлаждения не поступало.

#### Литература

1. Анисович Г. А., Бодяко А. М., Галагаев С. В., Мельников И. А., Соколовский В. А. Расчет эффективности охлаждения биметаллических гильз цилиндров // *Литье и металлургия*. 2001. № 2. С. 21—24.
2. Алиева С. Г., Альтман М. Б., Амбарцумян С. М. и др. *Промышленные алюминиевые сплавы*: Справ. М.: Металлургия, 1984.