

А.М. БОДЯКО, канд. техн. наук, С.В. ГАЛАГАЕВ, канд. техн. наук,
И.А. МЕЛЬНИКОВ (ИТМ НАН Беларуси),
В.А. СОКОЛОВСКИЙ (БЗА*)

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ ПНЕВМОКОМПРЕССОРОВ

На Борисовском заводе агрегатов при организации производства пневмокомпрессоров с воздушным охлаждением для тракторов «Беларус» взамен получаемых ранее по импорту из Украины одним из самых острых был вопрос производства цилиндров. Компрессоры, производимые в Украине, комплектовались чугунными ребристыми цилиндрами. В целях повышения износостойкости и эффективности охлаждения было принято решение о создании конструкции биметаллического цилиндра, состоящего из износостойкой чугунной втулки, получаемой методом литья намораживанием, и ребристой алюминиевой рубашки, заливаемой на чугунную вставку под давлением. Для выбора конструктивных параметров биметаллического цилиндра выполняли расчет прочностных и тепловых характеристик. Из анализа напряженного состояния стенки биметаллического цилиндра очевидно, что при охлаждении в алюминиевой рубашке возникают растягивающие напряжения, а в чугунной втулке — сжимающие. Это приводит к формированию остаточных напряжений. Кроме того, в стенках цилиндра возникают напряжения от начальной затяжки болтов и внутреннего давления, создаваемого компрессором.

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

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

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

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

где α_f, α_F — коэффициенты усадки соответственно твердого алюминия и чугуна; μ — коэффициент Пуассона; T_0 — некоторая начальная температура, в качестве которой можно принять температуру перехода алюминиевого сплава из пластического состояния в упругое; T_f, T_F — средние температу-

* Борисовский завод агрегатов.

ры соответственно алюминиевой и чугунной стенок к некоторому моменту времени; $E = E_{Al} = E_{ч}/2$ — модуль упругости; $\sigma_{ff}, \sigma_{ff}, \sigma_{xf}$ и $\sigma_{rF}, \sigma_{iF}, \sigma_{xF}$ — температурные напряжения в алюминиевой рубашке и чугунной втулке.

Ввиду равновесия сил

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

откуда

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

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

Из уравнений (1) – (3) при условии $\sigma_{ff} = \sigma_{ff} = \sigma_{xf}$ с учетом (4) – (6) получаем:

$$\sigma_{ff} = \sigma_{ff} = \sigma_{xf} = \frac{E[\alpha_F(T_0 - T_F) - \alpha_f(T_0 - T_f)]}{[1 - f/(2F)](1 - 2\mu)}; \quad (7)$$

$$\sigma_{rF} = \sigma_{iF} = \sigma_{xF} = -\frac{E[\alpha_f(T_0 - T_f) - \alpha_F(T_0 - T_F)]}{(1 - 2F/f)(1 - 2\mu)}. \quad (8)$$

Абсолютное значение напряжений будет тем больше, чем больше разница сечений алюминиевой рубашки и чугунной втулки и соответственно температур.

Выражения (7) и (8) 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. $T_F = T_f = T_{о.с}$. Тогда (7) и (8) будут иметь вид:

$$\sigma_{ff} = \sigma_{ff} = \sigma_{xf} = \frac{E(T_0 - T_{о.с})(\alpha_F - \alpha_f)}{(1 - f/2F)(1 - 2\mu)}; \quad (9)$$

$$\sigma_{rF} = \sigma_{iF} = \sigma_{xF} = \frac{E(\alpha_f - \alpha_F)(T_0 - T_{о.с})}{(1 - 2F/f)(1 - 2\mu)}. \quad (10)$$

Из выражений (9) и (10) видно, что наиболее опасные растягивающие напряжения возникают в алюминиевой рубашке. Разделив (9) на (10), получим

$$\frac{\sigma_{ff}}{\sigma_{rF}} = \frac{\sigma_{ff}}{\sigma_{iF}} = \frac{\sigma_{xf}}{\sigma_{xF}} = \frac{2F}{f}. \quad (11)$$

Из выражения (11) следует, что при равенстве площадей поперечных сечений остаточные напряжения в алюминиевой рубашке будут почти в два раза выше, чем в чугунной втулке. Поэтому толщина чугунной рабочей втулки должна быть минимальной.

Определим напряжения от воздействия рабочего давления в биметаллическом цилиндре пневмокомпрессора. Для этого воспользуемся формулами Ламе для толстостенного цилиндра. От внутреннего давления p в каждой точке цилиндра возникают окружные σ_t , радиальные σ_r и осевые σ_x напряжения, которые вычисляем по формулам:

$$\sigma_t = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 + \frac{R_2^2}{\rho^2} \right); \quad (12)$$

$$\sigma_r = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_2^2}{\rho^2} \right);$$

$$\sigma_x = \frac{pR_1^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (13)$$

где ρ — текущая координата.

Эпюры напряжений σ_t и σ_r имеют гиперболический характер, а эпюра σ_x постоянна по толщине цилиндра (рис. 1, б). Для монометаллического и биметаллического цилиндров эпюры имеют одинаковый характер, так как напряжение не зависит от свойств материала, а является лишь функцией внутреннего давления и геометрических размеров цилиндров. Очевидно, что наибольшие напряжения возникают в точках внутреннего контура. Произведя расчет по III теории прочности, получим

$$\sigma_{\text{экр}}^{\text{III}} = (\sigma_t - \sigma_r)_{\rho=R_1} = \frac{2pR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \leq [\sigma], \quad (14)$$

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

Так как внутренний радиус цилиндра известен по условиям, следующим из назначения конструкции, уравнение (14) удобно привести к виду, при котором искомой величиной является общая толщина стенки биметаллического цилиндра:

$$x = \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p}} - 1 \right) R_1. \quad (15)$$

Оценим силовое воздействие 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, т. е.

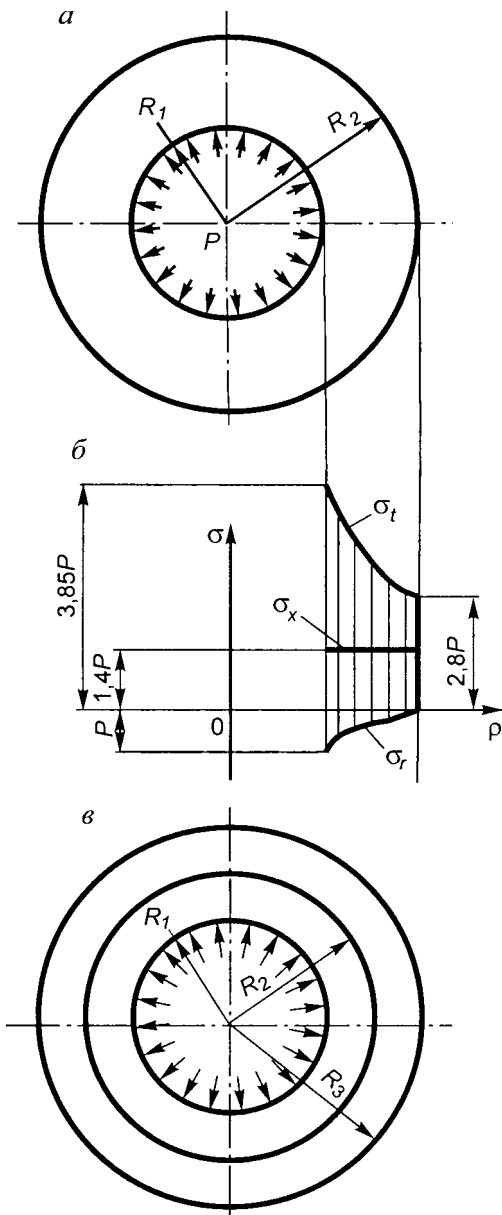


Рис. 1. Поперечное сечение и эпюры напряжений цилиндров:
 а – монометаллический цилиндр; б – эпюра окружного (σ_t), радиального (σ_r), осевого (σ_x) напряжений по толщине стенки цилиндра; в – биметаллический цилиндр

$$\sigma = \left| -\frac{N}{F_{\text{II}}} + \frac{M}{W_x} \right|, \quad (16)$$

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

Осевую, растягивающую болт, силу P , действующую после предварительной затяжки болтов, вычисляем по выражению

$$P = [k(1 - \lambda) + \lambda]P_0 = \frac{\pi}{z}[k(1 - \lambda) + \lambda]R_3^2 p, \quad (17)$$

где k — коэффициент затяжки болта; λ — коэффициент внешней нагрузки; z — число болтов.

При воздействии внутреннего давления, температуры и начальной затяжки болтов в стенках биметаллического цилиндра возникают нормальные напряжения. Так как напряжения в стенках цилиндра определяются несколькими внутренними силовыми факторами, создается сложное напряженное состояние.

Расчет эквивалентных напряжений ведем для алюминиевой рубашки как более нагруженный элемента конструкции, потому что для нее напряжения от воздействия рабочего давления в цилиндре и остаточные напряжения, возникающие в процессе охлаждения после литья, имеют одинаковый знак и суммируются, а для чугунной втулки они имеют разный знак и берется их разность.

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, согласно III теории прочности, определим эквивалентные напряжения по формуле

$$\sigma_{\text{эКВ}}^{\text{III}} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_{x_f} - \sigma)^2 + 4(\sigma_t + \sigma_{t_f})^2} \leq [\sigma]. \quad (18)$$

Подставив (9), (12), (13), (16), (17) в формулу (18), окончательно получим:

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

$$+4 \left\{ \frac{2pR_1^2}{R_3^2 - R_1^2} + \frac{E[\alpha_F(T_0 - T_F) - \alpha_f(T_0 - T_f)]}{\left[1 - \frac{R_3^2 - R_2^2}{2(R_2^2 - R_1^2)}\right](1 - 2\mu)} \right\}^{1/2} \leq [\sigma]. \quad (19)$$

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

$$n = [\sigma] / \sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}. \quad (20)$$

Подставив в (15), (19), (20) значения величин при $T_0 = 550 \text{ K}$, $T_F = 293 \text{ K}$, $T_f = 293 \text{ K}$, $p = 0,6 \text{ МПа}$, $p_{\text{max}} = 30 \text{ МПа}$, $k = 3$, $\lambda = 0,5$, $\mu = 0,25$, $E = 0,7 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_f = 20,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, $\alpha_F = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, $\sigma_T = 180 \text{ МПа}$, $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$, $R_1 = 36 \text{ мм}$ [1], получим толщину стенки $x = 11 \text{ мм}$. Эквивалентные напряжения к моменту охлаждения до температуры окружающей среды составят в биметаллическом цилиндре пневмокомпрессора $\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = 114,15 \text{ МПа}$, коэффициент запаса прочности $n = 1,26$. Из технологических соображений принимаем $x_1 = 5 \text{ мм}$, а толщину алюминиевой рубашки $x_2 = 6 \text{ мм}$.

Определим значения эквивалентных напряжений и коэффициента запаса прочности цилиндра в рабочем состоянии и сравним их со значениями, полученными при оценке остаточных напряжений. Для этого рассмотрим теплопередачу через биметаллическую цилиндрическую стенку (рис. 2). Принимая во внимание, что температура T_1 на внутренней поверхности цилиндра изменяется циклически с достаточно высокой частотой (частота вращения коленчатого вала компрессора 1350 мин^{-1}), процесс теплопередачи через стенку гильзы можно считать квазистационарным. Амплиту-

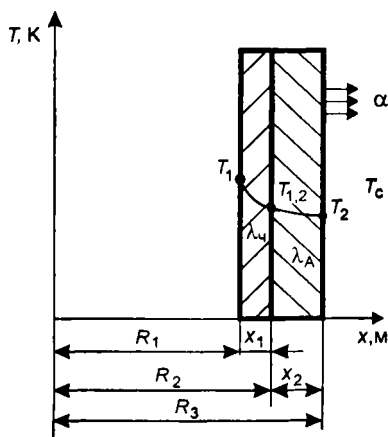


Рис. 2. Схема распределения температуры в биметаллической (чугун – алюминий) цилиндрической стенке

да колебаний температуры будет уменьшаться с удалением от внутренней поверхности стенки за счет теплоемкости ее материала. Поэтому для анализа теплообмена на охлаждаемой поверхности гильзы можно применять простые зависимости стационарной теплопроводности, а в качестве T_1 использовать среднее за цикл значение температуры.

При $T_1 = \text{const}$ интенсивность теплообмена можно приближенно определить по значению критерия Bi :

$$Bi = \alpha \left(\frac{x_1}{\lambda_{\text{ч}}} + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_2}{\lambda_A} \right). \quad (21)$$

В условиях свободной конвекции в воздушной среде с учетом колебаний и вибрации принимаем коэффициент теплоотдачи $\alpha \approx 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для чугуна гильзового состава при 100°C (что близко к средней температуре стенки гильзы пневмокомпрессора) принимаем $\lambda_{\text{ч}} = 38,8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, а для алюминий-кремниевое сплава типа АЛ10 $\lambda_A = 155 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, для контактного слоя $\lambda_3 = 0,0248 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [1]. Оребрение, существенно увеличивая эффективную поверхность охлаждения гильзы, соответственно увеличивает теплоотдачу в окружающую среду. В расчетах этот эффект можно достаточно просто учесть за счет соответствующего увеличения значения коэффициента теплоотдачи α . Оребрение цилиндра пневмокомпрессора (рис. 3) увеличивает площадь наружной поверхности примерно в 11 раз, поэтому принимаем $\alpha \approx 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Оценим предельное значение величины Bi для случая воздушного охлаждения без искусственной вентиляции. После подстановки численных значений в (21) получаем

$$Bi = 200 \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{38,8} + \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,0248} + \frac{6 \cdot 10^{-3}}{155} \right) = 0,114, \quad Bi \ll 1.$$

Это значит, что на практике перепад температур между внутренней и внешней поверхностями цилиндра пневмокомпрессора незначителен при

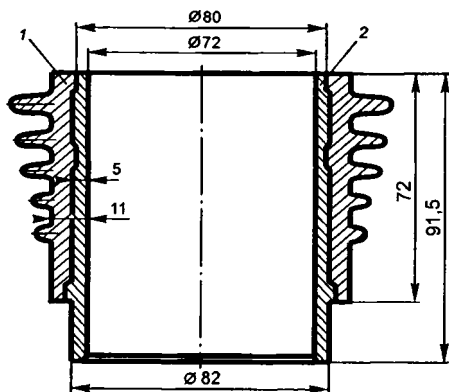


Рис. 3. Биметаллический цилиндр пневмокомпрессора трактора «Беларус»:

1 – алюминиевая рубашка; 2 – чугунная вставка

использовании как чугуна, так и сплава АЛ10. Плотность теплового потока, переданного через биметаллическую цилиндрическую стенку, для стационарного режима можно определить из уравнения [2]

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{x_1}{2\pi\lambda_{\text{ч}}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_2}{2\pi\lambda_{\text{а}}} \ln\left(\frac{R_4}{R_2}\right)}, \quad (22)$$

где T_2 – температура наружной охлаждаемой поверхности; R_1, R_2 – внутренний и наружный радиусы гильзы цилиндра; R_4 – наружный радиус цилиндра; x_3 – толщина контактного слоя. (Контактный слой из-за малой толщины считаем плоским.)

Тепловой поток, определяемый по (22), отдается окружающей среде за счет конвекции:

$$q = \alpha(T_2 - T_c), \quad (23)$$

где T_c – температура окружающей среды.

Из равенства левых частей уравнений (22) и (23) имеем

$$\alpha(T_2 - T_c) = \frac{T_1 - T_2}{\frac{x_1}{2\pi\lambda_{\text{ч}}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_2}{2\pi\lambda_{\text{А}}} \ln\left(\frac{R_4}{R_2}\right)},$$

откуда температура наружной стенки

$$T_2 = \frac{T_1 + \alpha T_c \left[\frac{x_1}{2\pi\lambda_{\text{ч}}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_2}{2\pi\lambda_{\text{А}}} \ln\left(\frac{R_4}{R_2}\right) \right]}{\alpha \left[\frac{x_1}{2\pi\lambda_{\text{ч}}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_2}{2\pi\lambda_{\text{А}}} \ln\left(\frac{R_4}{R_2}\right) \right] + 1}. \quad (24)$$

При исходных данных $T_1 = 80 + 273 = 353$ К и $T_c = 20 + 273 = 293$ К получим по формуле (24) $T_2 = 348,5$ К.

При исходных данных $T_0 = 550$ К, $T_F = 353$ К, $T_f = 348,5$, $p = 0,6$ МПа, $k = 3$, $\lambda = 0,5$, $\mu = 0,25$, $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_f = 20,8 \cdot 10^{-6}$ К $^{-1}$, $\alpha_F = 11,4 \cdot 10^{-6}$ К $^{-1}$, $\sigma_T = 180$ МПа, $[\sigma] = 140$ МПа [3] получим, что эквивалентные напряжения биметаллического цилиндра пневмокомпрессора в рабочем состоянии равны $\sigma_{\text{эКВ}}^{\text{III}} = 87,5$ МПа. Коэффициент запаса прочности $n = 1,6$.

Таким образом, после выхода пневмокомпрессора на стационарный режим работы эквивалентные напряжения не превышают предел текучести алюминиевого сплава. Эквивалентные напряжения имеют максимальное значение в начальный момент работы пневмокомпрессора и постепенно уменьшаются по мере прогрева его стенки.

При разработке конструкции биметаллического цилиндра с целью его применения вместо чугунного на пневмокомпрессорах тракторов «Беларус» на основании проведенного анализа толщину стенки рабочей вставки

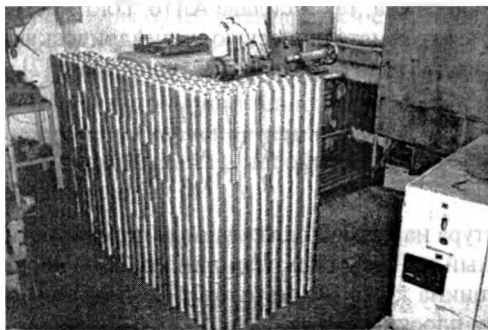


Рис. 4. Чугунные вставки для биметаллических цилиндров, полученных литьем намораживанием (участок механообработки ИТМ НАН Беларуси)

из чугуна гильзового состава приняли равной 5 мм, а алюминиевой рубашки — 6 мм, что обеспечило всей конструкции требуемую прочность, при которой эквивалентные рабочие напряжения в 1,6 раза меньше допустимых. Такая конструкция цилиндра более чем в 1,5 раза увеличивает эффективность его охлаждения по сравнению с применявшимися ранее чугунными [4]. Кроме того, использование рабочей втулки из серого специального чугуна, полученной литьем намораживанием, обеспечивает биметаллическому цилиндру значительно большую износостойкость и эксплуатационную долговечность по сравнению с монометаллическим чугунным, полученным литьем в песчано-глинистую форму по традиционной технологии. Производство литых заготовок для чугунных вставок биметаллических цилиндров (рис. 4) и их предварительная механическая обработка налажены на опытно-экспериментальной базе ИТМ НАН Беларуси. В целях повышения сцепляемости и увеличения площади контакта с алюминиевым сплавом наружную поверхность чугунных вставок при механической обработке выполняют профильной по типу скругленной резьбы. Предварительно обработанные чугунные вставки заливают сплавом АЛ10 на Минском моторном заводе на машинах литья под давлением. Чистовую расточку, хонингование цилиндров и сборку компрессоров производят на Борисовском заводе агрегатов (всего 3 – 4 тыс. компрессоров в месяц). За период эксплуатации пневмокомпрессоров (1998 г.) рекламаций по износостойкости, прочности и эффективности охлаждения не поступало.

ЛИТЕРАТУРА

1. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.; Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.
2. Вейник А.И. Тепловые основы теории литья. М.: Машгиз, 1953. 384 с.
3. Промышленные алюминиевые сплавы / С.Г. Алиева, М.Б. Альтман, С.М. Амбарцумян и др. М.: Металлургия, 1984. 528 с.
4. Расчет эффективности охлаждения биметаллических гильз цилиндров / Г.А. Анинович, А.М. Бодяко, С.В. Галагаев и др. // Литье и металлургия. 2001. № 2. С. 21–24.