

141313 от 27.05.2014.

4. Калмыков Б.Ю., Благодарный Ю.Ф., Никульников Э.Н. Кузова автобусов. Расчетно-экспериментальные методы оценки пассивной безопасности / Автомобильная промышленность. №9, 2000.
5. Орлов Л.Н., Рогов П.С., Вашурин А.С. Оценка пассивной безопасности автобусов по результатам расчётов кузовов и испытаний их секций / Журнал ААИ. №4 (87), 2014. – С. 26–30.
6. Рябчинский А.И. Пассивная безопасность российских колесных транспортных средств: состояние, проблемы, перспективы / Автомобильная промышленность. №4, 2011. С. 9-10.
7. Guler M. A., Elitok K., Bayram B., Stelzmann U. The influence of seat structure and passenger weight on the rollover crashworthiness of an intercity coach / International Journal of Crashworthiness, Vol. 12, Issue 6, 2007. – pp. 567-580

УДК 51-74

Расчёт оптимальных параметров полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса

Протопопов А.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
(905) 594-76-20, proforg6@yandex.ru

Аннотация. В работе изложена методика расчета основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса. Основными конструктивными параметрами, рассчитываемыми в предлагаемой методике, являются: частота вращения вала насоса, диаметры входа и выхода рабочего колеса, ширина входа и выхода рабочего колеса, углы установки лопастей на входе и на выходе рабочего колеса, а также число лопаток рабочего колеса. Изложенная методика дает приближенные результаты, позволяющие производить оценку искомых величин. Её результаты могут быть использованы для уточненного расчета малорасходного центробежного насоса.

Ключевые слова: малорасходный центробежный насос, рабочее колесо, лопатка.

Введение

К современным малорасходным центробежным насосам предъявляются высокие требования по ресурсу, габаритам, массе и КПД. Для малорасходных центробежных насосов существует мало информации по методам их проектирования. Большинство известных методик [1 – 10] по проектированию электронасосных агрегатов (ЭНА) ориентированы на относительно большие подачи рабочей жидкости.

Этим обуславливается необходимость создания алгоритма, позволяющего определить значения конструктивных параметров, обеспечивающих наилучшее соотношение ресурса, габаритов и КПД для малорасходного центробежного насоса.

Ниже приведена методика расчета конструктивных параметров рабочего колеса и подшипникового узла для малорасходного центробежного насоса.

Постановка задачи

Исходными данными для расчета малорасходного центробежного насоса является значение напора H и подачи рабочей жидкости Q .

Так как большинство конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса существенно зависят от частоты вращения вала насоса, то расчет конструктивных па-

раметров насоса начнём с выбора частоты вращения вала центробежного насоса.

Необходимо отметить, что существующие методики расчета центробежных насосов позволяют определить частоту вращения вала из соображений компромисса кавитационных характеристик насоса и его КПД. Однако применительно к малорасходным насосам кавитационные характеристики малорасходных насосов ухудшаются незначительно даже при очень больших частотах вращения, поэтому критериями оценки качества этих насосов следует принимать другие критерии, а именно ресурс подшипников вала насоса и радиальный габарит рабочего колеса центробежного насоса.

Исходными параметрами для расчета центробежного малорасходного насоса принимаем напор насоса H и подачу насоса Q , а в качестве варьируемых конструктивных параметров - диаметр входа рабочей жидкости в рабочее колесо D_1 , диаметр выхода из рабочего колеса D_2 , ширина лопастей на входе в рабочее колесо b_1 , ширина лопастей на выходе из рабочего колеса b_2 , углы установки лопастей на входе и на выходе $\beta_{л1}$, $\beta_{л2}$, частота вращения вала n , число лопастей z , толщина стенок лопастей δ , передний осевой зазор a , тыльный осевой зазор a_1 и базовую радиальную грузоподъемность наиболее нагруженного подшипника C .

Принципиальная конструктивная схема рабочего колеса центробежного малорасходного насоса приведена на рисунке 1.

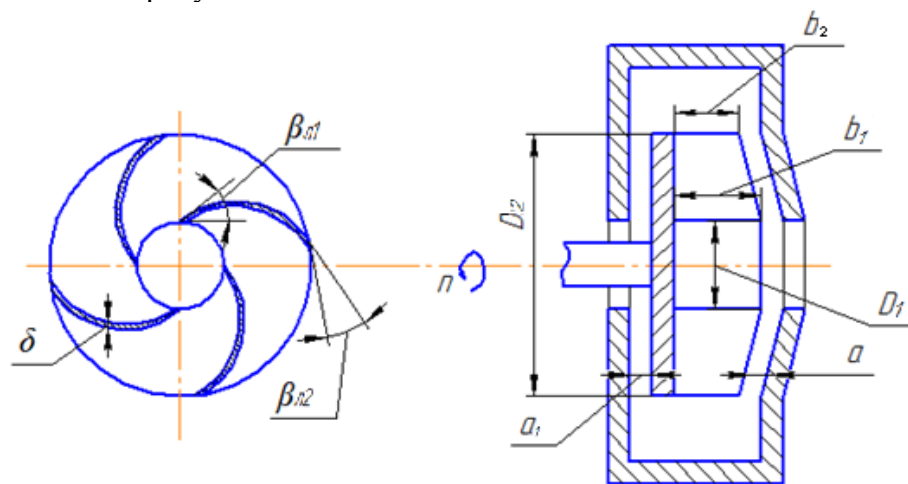


Рисунок 1. Принципиальная конструктивная схема рабочего колеса центробежного малорасходного насоса

Критериями качества малорасходного центробежного насоса выбираем: ресурс наиболее нагруженного подшипника T , суммарный КПД η_{Σ} , и радиус рабочего колеса.

Для удобства представим радиус рабочего колеса в виде $x = 1/R_2$.

Данный расчет начнем с определения числа оборотов вала центробежного насоса n .

Определение оптимальной частоты вращения вала центробежного малорасходного насоса

Частота вращения вала насоса n влияет на большинство конструктивных параметров насоса, поэтому в первую очередь следует определить оптимальное значение этой величины.

На радиус рабочего колеса частота вращения вала влияет непосредственно, равно как и на ресурс подшипников. Влияние частоты вращения вала на КПД носит более опосредованный характер и поэтому оптимальное значение частоты вращения вала $n_{\text{опт}}$ следует искать как компромисс между радиусом рабочего колеса и ресурсом подшипников.

Рассмотрим влияние частоты вращения на радиус рабочего колеса R_2 . Радиус рабочего колеса равен:

$$R_2 = \frac{U_2 \cdot 30}{\pi \cdot n}, \quad (1)$$

где: U_2 – окружная скорость лопасти на радиусе выхода из рабочего колеса. Окружная скорость связана с напором центробежного малорасходного насоса следующим соот-

ношением [4]:

$$H = \frac{U_2 \cdot y \cdot \eta_r}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_{\text{л}2})} \right), \quad (2)$$

где: g – ускорение свободного падения, y – поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, η_r – гидравлический КПД.

С учетом того, что величина подачи насоса Q для рассматриваемого класса ЭНА мала, то вторым слагаемым в формуле (2) можно пренебречь. Для рассматриваемого класса ЭНА доля второго слагаемого обычно не превышает 3%.

Тогда формулу (2) можно записать:

$$H = \frac{U_2^2 \cdot y \cdot \eta_r}{g}. \quad (3)$$

Подставив формулу (3) в (1), получим:

$$R_2 = \frac{\sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_r}} \cdot 30}{\pi \cdot n}. \quad (4)$$

Определим влияние частоты вращения вала центробежного насоса на его ресурс. Для этого определим сначала величину эквивалентной радиальной силы, действующей на наиболее нагруженный подшипник.

Расчетная схема радиальных и осевых сил, действующих на ротор ЭНА, представлена на рисунке 2.

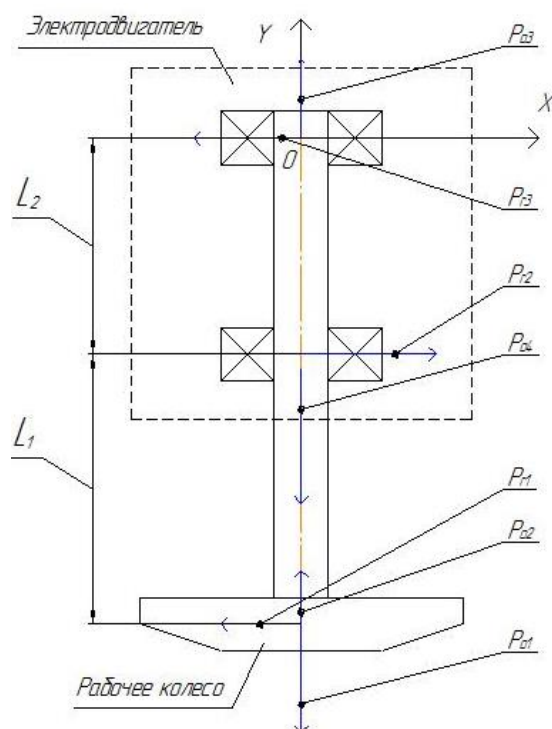


Рисунок 2. Расчетная схема радиальных и осевых сил, действующих на ротор центробежного насоса

На валу электродвигателя установлено рабочее колесо и два подшипника. Рабочее колесо создает радиальную силу P_{r1} . Вследствие этого на первом подшипнике возникает радиальная реакция силы P_{r2} , а на втором подшипнике – радиальная реакция силы P_{r3} . На переднем диске рабочего колеса возникает осевая сила P_{o2} , а на тыльном диске рабочего колеса – осевая сила P_{o1} . Также на ротор насоса действует его вес P_{o4} .

Схема установки подшипников такова, что суммарная осевая сила от рабочего колеса и веса ротора компенсируется осевой реакцией P_{o3} во втором подшипнике.

Из уравнений условия равновесия (сумма действующих моментов и сил на конструк-

цию равна нулю $M_o = 0$, $\sum P_i = 0$ получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} P_{r1} \cdot (L_2 + L_1) = P_{r2} \cdot L_2 \\ P_{r1} + P_{r3} = P_{r2} \\ P_{o4} + P_{o1} - P_{o2} = P_{o3} \end{cases} \quad (5)$$

где: L_2 – расстояние между подшипниками, L_1 – расстояние между передним подшипником и рабочим колесом (рисунок 2). Эти величины (L_1 и L_2) известны из конструкции электродвигателя.

Из системы уравнений (5) можно найти эквивалентную радиальную силу, которая необходима для определения ресурса наиболее нагруженного подшипника.

Расчетный ресурс подшипника определяется по формуле [3]:

$$T = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_{r\text{экс}}(n)} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (6)$$

где: a_1, a_{23} – коэффициенты, зависящие от конкретных условий эксплуатации насоса.

Коэффициент k в формуле (6) зависит от типа подшипника. В данном случае это шариковый подшипник и коэффициент $k = 3$.

Таким образом, есть все необходимое для получения компромиссной кривой ресурс $T = T(R_2)$.

Представим радиальный габарит в форме $x = 1/R_2$.

Для построения компромиссной кривой $T = T(R_2)$ были использованы конструктивные параметры экспериментального насоса.

Таким образом, для рассматриваемого малорасходного центробежного насоса, получаем следующую компромиссную кривую ресурс – радиальный габарит.

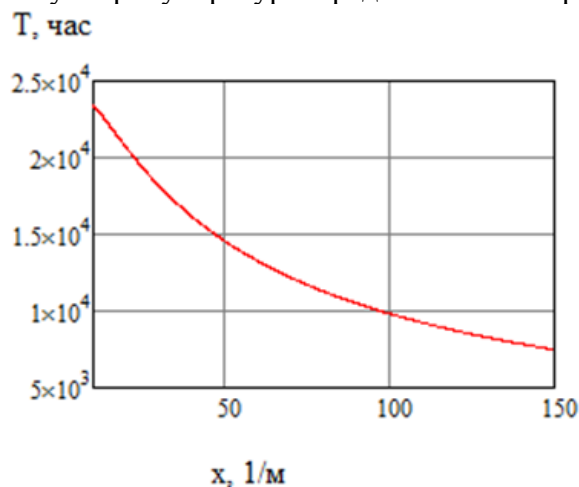


Рисунок 3. Зависимость ресурса от радиального габарита

Выбирая точку $x_{\text{опт}}$ на этой кривой, определяем соответствующую ей величину частоты вращения ротора из формулы:

$$n_{\text{опт}} = \frac{\sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_r}} \cdot 30 \cdot x_{\text{опт}}}{\pi}. \quad (7)$$

Далее определим основные конструктивные параметры рабочего колеса.

Определение основных конструктивных параметров рабочего колеса

Величину диаметра входа в рабочее колесо D_1 выберем из условия минимизации потерь энергии на входе в рабочее колесо. Как известно из [4], потери напора пропорциональны квадрату относительной скорости рабочей жидкости:

$$E = \xi \cdot W_1^2, \quad (8)$$

где: ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, W_1 – относительная скорость рабочей

жидкости на входе в рабочее колесо.

Относительная скорость рабочей жидкости складывается из окружной скорости U_1 и из радиальной скорости V_{r1} .

Определим минимум величины $f(D_1)=W_1^2$ из формулы (8).

Так как составляющие суммарной скорости направлены перпендикулярно друг другу, то:

$$f(D_1) = W_1^2 = U_1^2 + V_{r1}^2 \quad (9)$$

Выразим U_1 и V_{r1} через D_1 и подставим в формулу (9). Получим:

$$f(D_1) = \frac{(\pi \cdot n \cdot D_1)^2}{3600} - \left(\frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \quad (10)$$

Используя необходимое условие экстремума, получаем:

$$D_1^{\text{опт}} = 2.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 30}{\pi^2 \cdot n}} \quad (11)$$

Осевая скорость жидкости в подводе равна:

$$V_o = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_1^2} \quad (12)$$

С учетом безударного входа рабочей жидкости на лопасть получаем следующее соотношение между осевой скоростью в подводе и радиальной скоростью на входе в рабочее колесо:

$$V_o \approx V_{r1} \quad (13)$$

Из рисунка 1 видно, что:

$$\text{tg}(\beta_1) = \frac{V_{r1}}{U_1} \quad (14)$$

С учетом угла атаки рабочей жидкости по отношению к лопатке рабочего колеса и формул (12) – (14) получаем следующее соотношение для угла установки лопасти на входе:

$$\beta_{л1} = i + \text{artg} \left(\frac{60 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right), \quad (15)$$

где: $i \approx 2 \dots 4^\circ$.

Ширина рабочего колеса на входе определяется из [4] по формуле:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1}}. \quad (16)$$

С учетом формул (12) и (13) получаем:

$$b_1 = \frac{D_1}{4}. \quad (17)$$

Внешний диаметр рабочего колеса равен:

$$D_2 = \frac{2}{x_{\text{опт}}}. \quad (18)$$

Из [4] следует рекомендация по выбору ширины лопасти на выходе:

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{D_1}{D_2}. \quad (19)$$

Из [4]:

$$V_{r2} = \frac{Q}{\pi \cdot b_2 \cdot D_2}. \quad (20)$$

Для определения угла установки лопасти на выходе $\beta_{л2}$ введем параметр степень реактивности J , равный:

$$J = \frac{H_{ст}}{H_T}, \quad (21)$$

где: $H_{ст}$ – статический напор, H_T – теоретический напор.

Из [4] степень реактивности равен:

$$J = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{V_{r2}}{U_2} \cdot \text{ctg}(\beta_2) \right). \quad (22)$$

Для нахождения угла установки лопасти на выходе $\beta_{л2}$ найдем оптимальное значение степени реактивности.

Полезная мощность насоса пропорциональна произведению напора центробежного насоса на расход рабочей жидкости. Следовательно, оптимальное значение степени реактивности должно соответствовать максимуму их произведения. Расход насоса пропорционален величине $\sqrt{1-J}$, так как $(1-J)$ пропорционален кинетической энергии, а корень из нее – скорости жидкости, то получаем:

$$f(J) = J \cdot \sqrt{1-J} \approx N_{пол}. \quad (23)$$

Используя необходимое условие экстремума, максимум функции $f(J)$ будет достигаться при значении:

$$J_{опт} = \frac{2}{3}. \quad (24)$$

В результате из формул (20) – (24) получим:

$$\beta_{л2} = i + \text{artg} \left(\frac{180 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n} \right), \quad (25)$$

где: i – угол атаки, $i \approx 2 \dots 4^\circ$ [4].

Далее определим оптимальное число лопастей в рабочем колесе.

Для этого запишем выражение для теоретического напора с учетом поправки на конечное число лопастей z и коэффициента стеснения ψ :

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot y \cdot \omega - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi \cdot \text{tg}(\beta_{л2})} \right), \quad (26)$$

где: ω – угловая частота вращения,

y – поправочный коэффициент на конечное число лопастей.

Из [1] поправочный коэффициент на конечное число лопастей:

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z}. \quad (27)$$

Из [2] коэффициент стеснения:

$$\psi = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}, \quad (28)$$

где: δ – толщина стенки лопасти на выходе.

Из формул (26)– (28) получим:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z} \right) \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)} \right) \quad (29)$$

Для определения оптимального значения числа лопастей вычислим производную $H_T(z)$:

$$\frac{dH_T}{dz} = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right).$$

Таким образом, оптимальное число лопастей рабочего колеса будет определено по формуле:

$$Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{п2}}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})} > 0; \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{п2}}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})} < 0; \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{п2}})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{п2}})} = 0. \end{cases} \quad (30)$$

Выводы

Рассмотрена задача определения оптимальных конструктивных параметров рабочего колеса центробежного малорасходного насоса. Особенностью таких насосов являются низкие значения расходов, высокие требования по ресурсу, габаритам, массе и КПД таких ЭНА. Существующие на данный момент методики расчета центробежных насосов ориентируются на относительно большие значения расходов. Это обуславливает необходимость создания алгоритма нахождения конструктивных параметров такого насоса.

Решение данной задачи начинается с определения частоты вращения ротора, так как от этой величины зависят практически все конструктивные параметры насоса. Следует отметить, что в существующих методиках расчета частота ротора выбирается из соображений компромисса КПД и кавитационных характеристик насоса. Такой подход неприемлем для данного случая из-за того, что величины расходов насоса столь малы, что даже при существенно больших оборотах ротора кавитационные характеристики изменяются незначительно.

Таким образом, возникает необходимость сформулировать критерии определения частоты ротора. В качестве критериев были выбраны значения ресурса и радиального габарита. Полученная компромиссная кривая: ресурс – радиальный габарит позволила решить данную задачу.

Были определены наилучшие значения конструктивных параметров рабочего колеса насоса путём выделения наиболее существенного критерия качества насоса, который в наибольшей степени зависит от того или иного параметра.

Полученные результаты показывают, что разработанная методика позволяет спроектировать малорасходный центробежный насос, отвечающий поставленным требованиям наилучшим образом.

Литература

1. Михайлов А.К., Малющенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М., «Машиностроение», 1977, 288 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М., «Машиностроение», 1966, 354 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Издательский центр «Академия», 2009, 496 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984, 416с.
5. Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального осевого зазора полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса системы терморегулирования космического аппарата // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013 №86, 16 с.
6. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецен-

- тробежном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, 2014, № 9. С. 45-64.
7. Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, 2012, № 8. С. 5.
 8. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 Известия высших учебных заведений // Машиностроение, 2012, № С. С. 6.
 9. Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2012, № S. С. 3-5.
 10. Петров А.И., Мартынов Н.Д., Покровский П.А., Пашенко В.И., Устюжанин П.Ю., Королев П.В., Артемов А.В. Опыт разработки стенда для испытаний крупных центробежных насосов // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, 2010, №11, 2 с.

УДК 621.822.6.004.67:668.3:631.3.02

Теоретические аспекты формирования полимерных покрытий из растворов эластомеров при инфракрасной сушке

д.т.н. проф. Ли Р.И., Сафонов В.Н.
Липецкий государственный технический университет
8(4742)32-80-88, romanlee@list.ru

Аннотация. Большой научный и практический интерес представляют исследования инфракрасной обработки нанесенных полимерных покрытий из раствора эластомера с целью снижения пористости и повышения качества покрытий. В статье предложен инфракрасный метод сушки полимерных покрытий из растворов эластомеров, нанесённых на отверстия в корпусной детали. На основе анализа литературных источников обоснован выбор оптимальной длины волны и наиболее подходящего типа излучателя. Показана эффективность двухступенчатой термической обработки по сравнению с традиционной одноступенчатой.

Ключевые слова: корпусная деталь, эластомер, инфракрасное излучение, подшипник, покрытие, качество

Введение

подавляющее большинство корпусных деталей выбраковывается при ремонте из-за износа посадочных отверстий под подшипники. Причиной изнашивания посадочных отверстий является фреттинг-коррозия. Фреттингостойкость отверстий при изготовлении корпусных деталей можно повысить различными способами упрочнения: нанесением гальванических композитных покрытий на основе хрома, микродуговым оксидированием, полимерными покрытиями и др. [1-3]. Нанесение полимерных покрытий на поверхность отверстий позволяет значительно увеличить допуск при растачивании отверстий в процессе изготовления новых корпусных деталей в машиностроении, т.е. снизить стоимость, исключить появление фреттинг-коррозии, повысить ресурс неподвижных соединений подшипников и надежность машины в процессе эксплуатации [1].

Для сушки полимерных покрытий используются три способа: конвективный, терморрадиационный (инфракрасный) и комбинированный.

Конвективную сушку проводят в специальных сушильных камерах или шкафах. Роль теплоносителя играет горячий воздух, который нагревает изделие полностью, даже если это-