



УДК 539.3/.6:62-762.444:519.863:001.26

Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНЫХ
ЭЛАСТОМЕРНЫХ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ КОЛЕЦ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО СЕЧЕНИЯ
ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ НАЧАЛЬНЫХ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ**

Уплотнители из сильнодеформируемых материалов, таких, как каучук и резина, находят широкое применение в современном машиностроении и других отраслях техники [1,2].

Задачи повышения качества машин, механизмов, в частности уплотнительных устройств, следует решать уже на стадии проектирования, когда возможно всестороннее рассмотрение конструкции и должен быть осуществлен оптимальный подбор ее управляемых переменных [3,4].

Наиболее распространенным и универсальным видом герметизирующих элементов являются эластичные кольца круглого и эллиптического сечений [1,2] из различных синтетических резин (эластомеров), которые, в отличие от манжет, шевронных и других уплотнителей, способны с большой эффективностью герметизировать одно- и двухстороннее давление.

Расчетная модель поставленной задачи представляет собой кольцо несимметричного сплюснутого овального профиля, имеющее в сечении два плавносопряженных полуэллипса (рис. 1,а), что, по сравнению с более скручиваемым и менее надежным при эксплуатации круглым сечением ($\dot{a}_{ya} = \dot{a}_{yi} = \dot{a}_y$) [1], а также симметричным эллиптическим ($\dot{a}_{ya} = \dot{a}_{yi} < \dot{a}_y$), позволяет осуществлять, за счет большего числа варьируемых параметров, уже на стадии физико-математического моделирования, реализацию процесса оптимизации [4,5] напряженно-деформированного состояния эластомерного уплотнителя.

К положительным качествам эллипсообразного сечения необходимо отнести и меньшие затраты резины, в сравнении со стандартным круглым профилем [1,2] при одинаковых размерах \dot{a}_y и R_0 (рис. 1).

Требования к резинотехническим уплотнительным деталям технологических машин и конструкций многообразны [1]. С одной стороны необходимо обеспечить их достаточную несущую способность и жесткость, а с другой – добиться наилучшего функционального предназначения. В связи с этим возникает задача оптимального проектирования [4,5,6].

Данная научно-исследовательская работа посвящена теории регулирования средних начальных контактных напряжений $q_{сн}$, $q_{св}$ из условия

$$q_{св} = q_{сн} \quad (1)$$

и соответствующих натягов Δ_n , Δ_e , Δ (рис. 1,б) [7]

$$\Delta = \Delta_e + \Delta_n, \quad (2)$$

обеспечивающих на сопряженных с цилиндром и поршнем поверхностях уплотнителя надежную и эквивалентную герметизацию полостей с различной средой или давлением, а также уменьшение материалоемкости кольца.

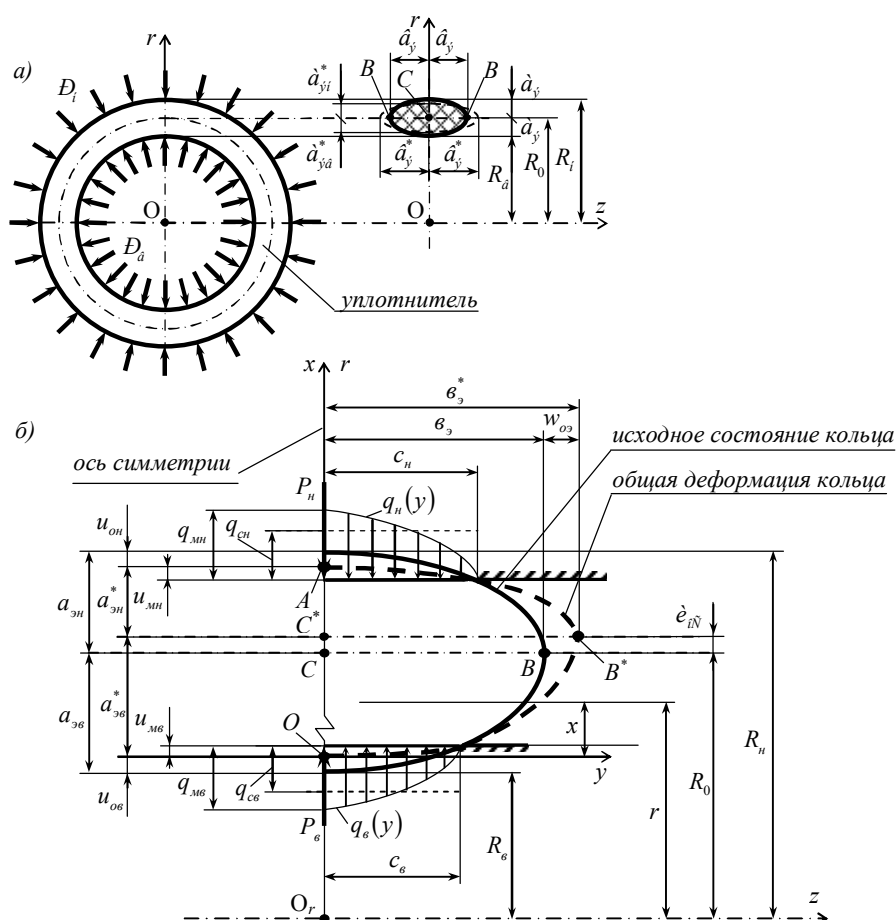


Рисунок 1

В основу представляемой статьи положены следующие предпосылки и допущения уточненной механико-математической модели [8], непосредственно связанные с решаемой оптимизационной задачей (рис. 1):

- материал конструкции – эластомер (синтетическая резина) – однородный, сплошной, изотропный и подчиняется закону Гука при наибольшей относительной линейной деформации $|\varepsilon_{max}| \leq 0,25$ [1];
- контртела (цилиндр и поршень), по отношению к уплотнительному кольцу, предполагаются абсолютно жесткими, так как значение модуля упругости резины на несколько порядков меньше, чем у цилиндра и поршня, которые конструируются из металла;
- исследуемый процесс – изотермический и стационарный при постоянном температурном градиенте $\Delta\theta = \theta - \theta_0$ ($\theta_0 = 20^\circ\text{C}$ - нормальный температурный режим);

- учитывается фактическая сжимаемость эластомера, при которой коэффициент Пуассона $\mu = \mu(\theta) < 0,5$, что особенно важно в случае $\Delta\theta < 0$ [2];

- предусматривается возможное предварительное (монтажное) растяжение $\bar{\varepsilon}_\psi$ кольца по внутреннему радиусу при $r = R_{\dot{a}} = R_0 - \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}}$, то есть [1,2,9]

$$\varepsilon_\psi = u(R_{\dot{a}})/R_{\dot{a}} = \bar{\varepsilon}_\psi = 0,01 \div 0,05. \quad (3)$$

Рассматриваемый комплексный проблемный вопрос термоупругости, строительной механики машин и теории оптимального управления базируется, прежде всего, на известных экспериментально-теоретических формулах физико-механических характеристик резины в зависимости от температуры θ [9], включающих общепринятые понятия и стандартные буквенные обозначения, а именно: 1) \dot{I}_0 , \dot{A}_0 , α_0 , μ_0 - соответственно численные значения параметра твердости эластомера, модуля упругости при сжатии, коэффициентов линейного теплового расширения и Пуассона при нормальных условиях, когда температура $\theta = \theta_0 = 20^\circ \text{N}$; 2) $\dot{I} = \dot{I}(\theta)$, $\dot{A} = \dot{A}(\theta)$, $\alpha_\ell = \alpha_\ell(\theta)$, $\mu = \mu(\theta)$ - аналогичные величины при $\theta \neq \theta_0$; 3) $\hat{E} = \text{const}$ - постоянная, имеющая размерность $(^\circ\text{N})^{-1}$ и определяемая из трансцендентного уравнения [9]; 4) $\theta_{\hat{n}}$ - температурная граница фазового перехода к стеклованию резины [1,9]; 5) $\theta_m > 0$ - предельная эксплуатационная температура нагрева эластомера [1]; 6) $\alpha_{\hat{n}\theta}$ - среднее значение экспоненциальной функции $\alpha_\ell = \alpha_0 \hat{a}^{\hat{E}(\theta - \theta_0)}$ в диапазоне $\theta_{\hat{n}} \leq \theta \leq \theta_m$ [9]; 7) $\hat{a} = 2,71828...$ - основание натурального логарифма.

С целью математического описания исследуемого процесса регулирования в механике твердого деформируемого тела используем функциональные параметры P_n , P_σ , c_n , c_σ , \dot{e}_{ii} , $\dot{e}_{i\dot{a}}$ в зависимости от нормированного контактного давления q_0 (рис. 1)

$$q_{cn} = q_0 > 0 \quad (4)$$

при рекомендуемом [1] диапазоне

$$1,5 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)} \leq q_{cn} \leq 3 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)} \quad (5)$$

для эластомерных уплотнителей с учетом: температурного градиента $\Delta\theta$; фактора формы $\hat{O}_{\dot{y}}$ [10]

$$\hat{O}_{\dot{y}} = 0,25 \cdot \dot{a}_{\dot{y}} (\dot{a}_{\dot{y}\dot{i}} + \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}}) / (\dot{a}_{\dot{y}\dot{i}} \cdot \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}}); \quad (6)$$

коэффициентов

$$\hat{e}_{R\dot{a}} = \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}} / R_0, \hat{e}_{R\dot{i}} = \dot{a}_{\dot{y}\dot{i}} / R_0, \quad (7)$$

характеризующих кривизну кольца; начального монтажного растяжения материала (3). Соответствующие расчетные соотношения, приведенные в [7,8,10,11], имеют вид:

- условный модуль упругости E_y [10]:

$$E_y = E(1 + \Phi_\varnothing^2), 0 \leq \Phi_\varnothing \leq 0,75; \quad (8)$$

$$E_y = E(1 + 1,089\Phi_\varnothing^{2,297}), 0,75 \leq \Phi_\varnothing \leq 1,5; \quad (9)$$

- температурный функционал J_θ , представляющий собою относительную деформацию

цию кольца в направлении осей r , z от воздействия теплового поля $\Delta\theta$ (рис. 1):

$$J_{\theta} = \int_{\theta_0}^{\theta} \alpha_{\ell}(\theta) d\theta = \alpha_0 [\dot{a}^{\dot{E}(\theta-\theta_0)} - 1] / \dot{E}, \theta_{\tilde{n}} \leq \theta \leq \theta_m; \quad (10)$$

- коэффициенты \dot{A}_{11} , $\dot{A}_{12}(\dot{i}\dot{i}^2)$, \dot{A}_{21} , $\dot{A}_{22}(\dot{i}\dot{i}^2)$ и детерминант $D(\dot{i}\dot{i}^2)$ [11]:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= 2x_B \left[-\kappa_{RB} + \frac{1}{\sqrt{1-\kappa_{RB}^2}} \left(\arcsin \kappa_{RB} + \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\pi}{2} \right] + 2x_H \kappa_{RH} + A_{21}, \\ A_{12} &= x_H \pi R_0^2 \kappa_{RH} (\kappa_{RH} + \kappa_{RB}) \left(\frac{1+\mu}{1-\mu} \right), A_{21} = 2x_H \left[\frac{1}{\sqrt{1-\kappa_{RH}^2}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \kappa_{RH} \right) - \frac{\pi}{2} \right], \\ A_{22} &= x_H R_0^2 \kappa_{RH} (\pi \kappa_{RH} + 4) \left(\frac{1+\mu}{1-\mu} \right); D = A_{11} A_{22} - A_{21} A_{12}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $\tilde{\delta}_a$, $\tilde{\delta}_i$ - отношения между полуосями эллипсов (рис. 1):

$$\tilde{\delta}_a = \hat{a}_y / \hat{a}_{y\hat{a}}, \quad \tilde{\delta}_i = \hat{a}_y / \hat{a}_{yi}; \quad (12)$$

- конструктивные характеристики β_1 , β_2 , $\beta_3(\dot{I}/\dot{i}\dot{i}) > 0$, $\Omega_1(\dot{I}/\dot{i}\dot{i})$, $\Omega_2(\dot{I}/\dot{i}\dot{i})$, Ω_3 , Ω_4 уплотнительного элемента, учитывающие обозначения (12) [11]:

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= (1 - \hat{e}_{R\hat{a}}) \left[-2(1 - \hat{e}_{R\hat{a}})^2 \dot{A}_{21} + \tilde{\delta}_i (\pi \hat{e}_{Ri} + 4) \left(\frac{1+\mu}{1-\mu} \right) \hat{e}_{Ri} \right], \\ \beta_2 &= (1 + \hat{e}_{Ri}) \left\{ \tilde{\delta}_i \hat{e}_{Ri} \left(\frac{1+\mu}{1-\mu} \right) [(\pi \hat{e}_{Ri} + 4) - \pi(\hat{e}_{Ri} + \hat{e}_{R\hat{a}})] + 2(1 - \hat{e}_{R\hat{a}})^2 (\dot{A}_{11} - \dot{A}_{21}) \right\}, \\ \beta_3 &= \frac{R_0 \dot{A}_{\hat{o}} \hat{a}_y \hat{e}_{Ri}}{(1-\mu) \dot{a}_{yi}} [\dot{A}_{11} (\pi \hat{e}_{Ri} + 4) - \dot{A}_{21} \pi (\hat{e}_{Ri} + \hat{e}_{R\hat{a}})] (1 - \hat{e}_{R\hat{a}})^2 (\bar{\varepsilon}_{\psi} - J_{\theta}); \\ \Omega_1 &= (\beta_3 / \beta_1) (1 - \hat{e}_{R\hat{a}}), \Omega_2 = 2R_0^2 (1 - \hat{e}_{R\hat{a}})^3 (\beta_3 / \beta_1), \Omega_3 = -[1 + \hat{e}_{R\hat{a}} - (\beta_2 / \beta_1) (1 - \hat{e}_{R\hat{a}})], \\ \Omega_4 &= -\dot{A}_{21} (1 - \hat{e}_{R\hat{a}}) [(1 + \hat{e}_{Ri}) - (\beta_2 / \beta_1) (1 - \hat{e}_{R\hat{a}})] + \dot{A}_{11} (1 - \hat{e}_{R\hat{a}}) (1 + \hat{e}_{Ri}); \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

- линейная зависимость между равнодействующими $\dot{D}_a = const$ и $\dot{D}_i = const$ функций реактивных контактных сил $q_{\hat{a}} = q_{\hat{a}}(\hat{o})$ и $q_i = q_i(\hat{o})$, имеющих максимумы $q_{i\hat{a}}$, $q_{i\hat{i}}$ и средние давления $q_{\tilde{n}\hat{a}}$, $q_{\tilde{n}\hat{i}}$ (рис. 1) [7, 11]:

$$\dot{D}_a = (\beta_2 / \beta_1) \dot{D}_i + \beta_3 / \beta_1, \quad 0 \leq \dot{D}_i \leq [\dot{D}_i]; \quad (15)$$

- предельно допустимая величина равнодействующей $[\dot{D}_i]$ из граничного условия физической линейности материала кольца $|\varepsilon_{i\hat{a}\hat{o}}| = |\varepsilon_r(R_{\hat{a}})| = 0,25$ [1, 11]:

$$[\dot{D}_i] = \frac{\dot{A}_{\hat{o}} \dot{D} R_0 (1 - \hat{e}_{R\hat{a}})^2 (0,25 - J_{\theta}) - (1 + \mu) (A_{22} \Omega_1 + A_{21} \Omega_2)}{(1 + \mu) [A_{22} \Omega_3 + 2R_0^2 (1 - \hat{e}_{R\hat{a}}) \Omega_4 + \dot{A}_{12} (1 + \hat{e}_{Ri})]}; \quad (16)$$

• параметры $\xi_1(\ddot{u}^2)$, ξ_2 , $\xi_3(\dot{I}/\ddot{u})$, $\xi_4(\ddot{u}^2/\dot{I})$, $\xi_5(\ddot{u})$, $\xi_6(\ddot{u}/\dot{I})$, $\xi_7(\dot{I}/\ddot{u})$, $\xi_8(\ddot{u}^2/\dot{I})$, $\xi_9(\ddot{u}^2)$, $\xi_{10}(\dot{I}/\ddot{u})$, $\xi_{11}(\dot{I}^2/\ddot{u}^2)$ [7]:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= (1 + \hat{e}_{Ri})(\dot{A}_{22} - \dot{A}_{12}) - (\beta_2/\beta_1)(1 - \hat{e}_{Ra})\dot{A}_{22}, \\ \xi_2 &= (1 + \hat{e}_{Ri})(\dot{A}_{11} - \dot{A}_{21}) + (\beta_2/\beta_1)(1 - \hat{e}_{Ra})\dot{A}_{21}, \\ \xi_3 &= (\beta_3/\beta_1)(1 - \hat{e}_{Ra}); \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_4 &= (1 + \mu)[\xi_1(1 - R_0/R_i) + 2R_0\xi_2(R_0 - R_i)]/(\dot{A}_o D), \\ \xi_5 &= (1 + \mu)\xi_3[\dot{A}_{22}(R_0/R_i - 1) + 2R_0\dot{A}_{21}(R_0 - R_i)]/(\dot{A}_o D); \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_6 &= 4\mu(1 + \mu)R_0/[\dot{A}_o(1 - \mu)D], \xi_7 = (\beta_3/\beta_1)(1 - \hat{e}_{Ra})\dot{A}_{21}, \xi_8 = 16(1 - \mu^2)/(\pi\dot{A}_o), \\ \xi_9 &= [\xi_6\xi_7(2 + 2J_\theta + \xi_6\xi_7) + J_\theta(2 + J_\theta) + 1]\hat{a}_y^2; \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_{10} &= [2q_{\tilde{n}i}^2\xi_2\xi_6(1 + \xi_6\xi_7 + J_\theta)\xi_8\hat{a}_y^2 - \dot{a}_{yi} - \xi_5 + J_\theta(R_0 - R_i)]/(q_{\tilde{n}i}^2\xi_2^2\xi_6^2\xi_8\hat{a}_y^2 - \xi_4), \\ \xi_{11} &= q_{\tilde{n}i}^2\xi_8\xi_9/(q_{\tilde{n}i}^2\xi_2^2\xi_6^2\xi_8\hat{a}_y^2 - \xi_4). \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

• кинематические характеристики \dot{e}_{ia} , $\dot{e}_{i\tilde{N}}$, \dot{e}_{ii} , w_{oy} и размеры полуосей \hat{a}_y^* , \hat{a}_{ya}^* , \hat{a}_{yi}^* после общих деформаций (рис. 1,б), согласно [7,8]:

$$\dot{e}_{ia} = \dot{e}_i(R_a) = -(1 + \mu)R_0[\dot{D}_i(\xi_1/R_a + 2R_a\xi_2) - \xi_3(\dot{A}_{22}/R_a - 2R_a\dot{A}_{21})]/(\dot{A}_o D) + J_\theta R_a, \quad (21)$$

$$\dot{e}_{i\tilde{N}} = \dot{e}_i(R_0) = -(1 + \mu)[\dot{D}_i(\xi_1 + 2R_0^2\xi_2) - \xi_3(\dot{A}_{22} - 2R_0^2\dot{A}_{21})]/(\dot{A}_o D) + J_\theta R_0, \quad (22)$$

$$\dot{e}_{ii} = \dot{e}_i(R_i) = -(1 + \mu)R_0[\dot{D}_i(\xi_1/R_i + 2R_i\xi_2) - \xi_3(\dot{A}_{22}/R_i - 2R_i\dot{A}_{21})]/(\dot{A}_o D) + J_\theta R_i, \quad (23)$$

$$\begin{aligned} w_{iy} &= w_o(\pm \hat{a}_y) = \pm \langle 4\mu(1 + \mu)R_0/[\dot{A}_o(1 - \mu)D] \cdot \times \\ &\times \{ \dot{D}_i(1 + \hat{e}_{Ri})(\dot{A}_{11} - \dot{A}_{21}) + [(\beta_2/\beta_1)\dot{D}_i + \beta_3/\beta_1](1 - \hat{e}_{Ra})\dot{A}_{21} \} + J_\theta \rangle \cdot \hat{a}_y; \end{aligned} \quad (24)$$

$$\hat{a}_y^* = \hat{a}_y + |w_{iy}|, \quad \hat{a}_{ya}^* = \hat{a}_{ya} - \dot{e}_{ia} + \dot{e}_{i\tilde{N}}, \quad \hat{a}_{yi}^* = \hat{a}_{yi} - \dot{e}_{i\tilde{N}} + \dot{e}_{ii}, \quad (25)$$

где радиальные параметры \dot{e}_{ia} , $\dot{e}_{i\tilde{N}}$, \dot{e}_{ii} приняты положительными, но при их подстановке в (25) необходимо учитывать фактические знаки \dot{e}_{ia} , $\dot{e}_{i\tilde{N}}$, \dot{e}_{ii} ;

• формула реактивного усилия P_n из решения квадратного уравнения [7]:

$$\dot{D}_i^2 + \dot{D}_i\xi_{10} + \xi_{11} = 0, \quad (26)$$

откуда

$$\dot{D}_i = -\xi_{10}/2 - \sqrt{(\xi_{10}/2)^2 - \xi_{11}}; \quad (27)$$

• аналитические зависимости между $q_{\tilde{n}i}$, $q_{\tilde{n}a}$, q_{ia} , q_{ii} , \dot{D}_a , \dot{D}_i и геометрическими характеристиками \tilde{n}_a , \tilde{n}_i , представляющими половинные размеры областей контакта (рис. 1,б) [7]:

$$q_{\tilde{n}a} = \dot{D}_a/(2\tilde{n}_a), \quad q_{\tilde{n}i} = \dot{D}_i/(2\tilde{n}_i); \quad (28)$$

$$\tilde{n}_a = \dot{D}_a/(2q_{\tilde{n}a}), \quad \tilde{n}_i = \dot{D}_i/(2q_{\tilde{n}i}); \quad (29)$$

$$\tilde{n}_a = 2\hat{a}_y^*\sqrt{\dot{D}_a(1 - \mu^2)/(\pi\hat{a}_{ya}^*\dot{A}_o)}, \quad \tilde{n}_i = 2\hat{a}_y^*\sqrt{\dot{D}_i(1 - \mu^2)/(\pi\hat{a}_{yi}^*\dot{A}_o)}; \quad (30)$$

$$q_{i\dot{a}} = 2D_{\dot{a}}/(\pi\tilde{n}_{\dot{a}}) = 4q_{c\dot{a}}/\pi, \quad q_{i\dot{i}} = 2D_{\dot{i}}/(\pi\tilde{n}_{\dot{i}}) = 4q_{c\dot{i}}/\pi; \quad (31)$$

- местные (контактные) перемещения $\dot{e}_{i\dot{i}}$ и $\dot{e}_{i\dot{a}}$ (рис. 1,б) [7]:

$$\dot{e}_{i\dot{i}} = -\dot{a}_{y\dot{i}}^* \left[1 - \sqrt{1 - \tilde{n}_{\dot{i}}^2 / (\dot{a}_{y\dot{i}}^*)^2} \right], \quad \dot{e}_{i\dot{a}} = \dot{a}_{y\dot{a}}^* \left[1 - \sqrt{1 - \tilde{n}_{\dot{a}}^2 / (\dot{a}_{y\dot{a}}^*)^2} \right]; \quad (32)$$

- проверочные неравенства [7]:

$$\tilde{n}_{\dot{i}} \ll (\dot{a}_{y\dot{i}}^*)^2 / \dot{a}_{y\dot{i}}^*, \quad \tilde{n}_{\dot{a}} \ll (\dot{a}_{y\dot{a}}^*)^2 / \dot{a}_{y\dot{a}}^*, \quad |\dot{e}_{i\dot{i}}| \ll \dot{a}_{y\dot{i}}^*, \quad |\dot{e}_{i\dot{a}}| \ll \dot{a}_{y\dot{a}}^*; \quad (33)$$

- монтажные натяги [7]:

$$\Delta_{\dot{i}} = \dot{e}_{i\dot{N}} - \dot{e}_{i\dot{i}} - \dot{e}_{i\dot{a}}, \quad \Delta_{\dot{a}} = \dot{e}_{i\dot{a}} - \dot{e}_{i\dot{N}} + \dot{e}_{i\dot{a}}, \quad (34)$$

$$\Delta = \dot{e}_{i\dot{a}} + \dot{e}_{i\dot{a}} - \dot{e}_{i\dot{i}} - \dot{e}_{i\dot{i}}, \quad (35)$$

принимая во внимание (2) и предполагаемые знаки перемещений $u_{o\dot{a}} > 0$, $\dot{e}_{i\dot{i}} > 0$, $\dot{e}_{i\dot{N}} > 0$, $u_{m\dot{a}} > 0$, $u_{m\dot{i}} < 0$ в системах отсчета $zO_r r$ и yOx (рис. 1, б).

Дальнейшее математическое моделирование решаемой задачи условно разбиваем на шесть этапов [3,5].

1 - *определение границ объекта оптимизации.*

Исследованиями авторов [7,12,13] было доказано, что для радиальных эластомерных уплотнителей прямоугольного, круглого и овального (эллиптического) сечений соблюдается неравенство контактных давлений

$$q_{\tilde{n}\dot{a}} > q_{c\dot{i}}, \quad (36)$$

то есть для реализации условия (1) поперечный профиль кольца должен быть несимметричным (рис. 1), о чем уже было отмечено в постановочной части данной статьи. При этом по эксплуатационно-конструктивным и расчетным соображениям (в целях меньшего скручивания кольца и соблюдения равенства $q_{\tilde{n}\dot{a}} = q_{c\dot{i}}$) уплотнительный элемент необходимо проектировать таким образом, чтобы (рис. 1)

$$2\dot{a}_{y\dot{a}} > \dot{a}_{y\dot{a}} + \dot{a}_{y\dot{i}}, \quad \dot{a}_{y\dot{i}} > \dot{a}_{y\dot{a}}, \quad \dot{a}_{y\dot{a}} \geq \dot{a}_{y\dot{i}}, \quad (37)$$

откуда следует, что оптимизация в данном случае относится только к форме и размерам сечения герметизирующей детали.

Далее, для упрощения и большей наглядности математической модели, сужаем границы регулирования, предполагая, что полуоси $\dot{a}_{y\dot{i}}$ и $\dot{a}_{y\dot{a}}$ являются фиксированными величинами, наряду с радиусом R_0 (рис. 1) при выполнении очевидного конструктивного соотношения

$$R_0 \gg \dot{a}_{y\dot{i}}. \quad (38)$$

2 - *выбор управляемых переменных и допустимые пределы их изменения.*

В качестве регулируемых характеристик уплотнителя вводим безразмерные геометрические параметры $\tilde{\delta}_{\dot{a}}$ и $\tilde{\delta}_{\dot{i}}$, аппроксимируемые формулами (12), с учетом указанного выше конструктивного условия стационарности отношения

$$\dot{a}_{y\dot{a}} / \dot{a}_{y\dot{i}} = \tilde{\delta}_{\dot{i}} = const. \quad (39)$$

Кроме того, согласно (37):

$$\tilde{\delta}_{\dot{a}} = \dot{a}_{y\dot{a}} / \dot{a}_{y\dot{a}} > 1, \quad \tilde{\delta}_{\dot{i}} \geq 1. \quad (40)$$

В соответствии с выражениями (8), (9) устанавливаем ограничения для $\tilde{\delta}_a$ и $\tilde{\delta}_i$ по фактору формы $\hat{O}_{\dot{y}}$, используя зависимость (6), которая, после подстановки (12), преобразуется к виду

$$\hat{O}_{\dot{y}} = 0,25(\tilde{\delta}_a + \tilde{\delta}_i) \quad (41)$$

при условии [10]

$$0,5 \leq \hat{O}_{\dot{y}} \leq 1,5, \quad (42)$$

из которого следует, учитывая (41):

$$2 \leq \tilde{\delta}_a + \tilde{\delta}_i \leq 6. \quad (43)$$

Имея заданную величину $\tilde{\delta}_i$, можно легко определить в каждом конкретном случае точное наибольшее граничное значение переменной $\tilde{\delta}_a$, воспользовавшись общим уравнением (41) и руководствуясь (40), (42), (43):

$$\tilde{\delta}_a = 4\hat{O}_{\dot{y}} - \tilde{\delta}_i. \quad (44)$$

3 - аппроксимация числового критерия оптимизации.

Обязательной составной частью математической модели регулирования является количественный критерий, искомое значение которого соответствует требуемому (наилучшему) варианту поведения исследуемого объекта. Величина указанного критерия полностью определяется управляемыми переменными, то есть он аналитически зависит от этих параметров и называется целевой функцией [3-6].

В данной задаче будет два целевых функциональных соотношения, которые, ввиду значительной сложности механико-математической модели радиального уплотнительного кольца, представляем компактно и обобщенно следующим образом, базируясь на зависимостях (4), (15), (27), (28)-(30) – левые и (39), (40) для варьируемых параметров $\tilde{\delta}_i, \tilde{\delta}_a$:

$$q_{\tilde{n}i} = q_{ci}(\tilde{\delta}_i, \tilde{\delta}_a) = q_0 = const; \quad (45)$$

$$q_{\tilde{n}a} = q_{ca}(\tilde{\delta}_i, \tilde{\delta}_a) = \frac{0,25}{\hat{a}_y^*} \sqrt{\frac{\pi \hat{A}_o \hat{a}_{y\hat{a}}^*}{1 - \mu^2} \left[\frac{\beta_3}{\beta_1} - \frac{\beta_2}{\beta_1} \left(\frac{\xi_{10}}{2} + \sqrt{\frac{\xi_{10}^2}{4} - \xi_{11}} \right) \right]}. \quad (46)$$

Функция $q_{ci}(\tilde{\delta}_i, \tilde{\delta}_a)$, включающая характеристику кривизны кольца \hat{e}_{Ra} (7) – левую с обозначением (40), то есть

$$\hat{e}_{Ra} = \hat{a}_y / (\tilde{\delta}_a R_0), \quad (47)$$

содержит проектно-нормативное давление q_0 , изменяющееся в пределах замкнутого интервала (5), обеспечивающего необходимую герметичность уплотнения до конца срока его эксплуатации с учетом уменьшения q_{cn} , вследствие старения и релаксации резины [1].

4 - формулировка задачи регулирования.

Объединяя результаты предыдущих этапов построения математической модели, представляем ее в виде задачи оптимизации, включающей: целевые функции средних контактных давлений (45), (46); найденные ограничения (39), (40), (42)-(44) на регулируемые геометрические характеристики $\tilde{\delta}_i, \tilde{\delta}_a$ сечения уплотнительного элемента и уравнение связи (1). При этом, максимальная величина $q_{\max} = 3 \text{ МПа}$ нормируемого параметра q_0 ,

согласно допущению о физической линейности материала конструкции (см. выше), не должна быть больше предельного давления $[q_{ch}]$, соответствующего распределенному радиальному усилию $[P_n]$, определяемому выражением (16). Соблюдение условия

$$q_{\max} = 3 \text{ МПа} \leq [q_{ch}] \quad (48)$$

гарантирует математическую корректность решаемой задачи с физико-механической точки зрения.

Подставляя в зависимость (27) коэффициенты ξ_{10} , ξ_{11} на основании (20) и заменяя обозначения D_i , $q_{\tilde{n}i}$, соответственно, на $[D_i]$ и $[q_{ci}]$, получаем необходимую формулу для вычисления граничного значения $[q_{ci}]$:

$$[q_{ci}] = \sqrt{\frac{[D_i] \{ \dot{a}_{yi} + \xi_5 - J_\theta (R_0 - R_i) + [D_i] \xi_4 \}}{\xi_8 \{ \xi_9 + [D_i] \xi_2 \xi_6 \dot{a}_y^2 [2(1 + \xi_6 \xi_7 + J_\theta) + [D_i] \xi_2 \xi_6] \}}} \quad (49)$$

5 - информационное обеспечение процесса оптимизации.

Расчетная схема конструкции, даже адекватная реальному объекту и достаточно полно отражающая его свойства, может оказаться бесполезной для практического использования, если отсутствует необходимая информация о проектных параметрах, входящих в математическую модель [3-5]. Имея заданную марку эластомера [1,9], принимаем в качестве известных величин поставленной задачи:

$$\dot{I}_0, \alpha_0, \alpha_{\tilde{n}0}, \theta_{\tilde{n}}, \theta_m, \theta, \dot{a}_{yi}, \dot{a}_y, R_0, q_0, \bar{\epsilon}_\psi = 0,01 \div 0,05.$$

6 - алгоритм подбора оптимальных контактных давлений и натягов.

Порядок расчета стационарных значений $\tilde{\delta}_{ia}$ и $\tilde{\delta}_{ii}$ управляемых переменных $\tilde{\delta}_a$, $\tilde{\delta}_i$, обеспечивающих выполнение условий (1) и (45), включает следующие операции:

1) вычисление константы \hat{E} и физико-механических характеристик μ_0, \hat{A}_0 (при $\theta_0 = 20^\circ \text{C}$), а также $\alpha_\ell, \dot{I}, \mu, \hat{A}$ для эксплуатационной температуры θ в соответствии с эмпирическими данными и аналитическими зависимостями [9];

2) определение численного значения функционала J_θ согласно (10);

3) расчет безразмерных параметров $\tilde{\delta}_{ii}$ и \hat{e}_{Ri} , используя соотношения (7) - правое и (39), то есть:

$$\tilde{\delta}_{ii} = \dot{a}_y / \dot{a}_{yi}, \hat{e}_{Ri} = \dot{a}_{yi} / R_0; \quad (50)$$

4) определение с помощью (40)-(44) наибольшей величины $\tilde{\delta}_{\max}$ переменной $\tilde{\delta}_a$, а также минимального значения $\hat{O}_{\min} \geq 0,5$ фактора формы \hat{O}_y в зависимости от $\tilde{\delta}_{ii}$, то есть уточнение по формуле (41) границ изменения аргумента $\tilde{\delta}_a$ ($1 < x_a \leq x_{\max}$) функции $\hat{O}_y(\tilde{\delta}_a)$;

5) разбивка диапазона $1 \leq x_a \leq x_{\max}$ на n равных интервалов и вычисление параметров $\hat{e}_{Ra}, \dot{a}_a, R_a, \hat{O}_y, \hat{A}_o, \dot{A}_{11}, \dot{A}_{12}, \dot{A}_{21}, \dot{A}_{22}, D, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \xi_1, \xi_2, \dots, \xi_{11}, \dot{e}_{ia}, \dot{e}_{i\tilde{n}}, \dot{e}_{ii}, |w_{oy}|, \dot{a}_y^*, \dot{a}_{ya}^*, \dot{a}_{yi}^*$ при $q_{\tilde{n}i} = q_0$ в $n+1$ граничных точках каждого участка, включая

$\tilde{\delta}_a = 1$ и x_{max} (в первом приближении $n = 5 \div 10$), на основании (47), (41), (8), (9), (11), (13), (18)-(20), (27), (21) – (25) и двух зависимостей для $\dot{a}_{\dot{y}\dot{a}}$, R_a в соответствии с (12) (рис. 1):

$$\dot{a}_{\dot{y}\dot{a}} = \dot{a}_{\dot{y}} / \tilde{\delta}_a, R_a = R_0 - \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}}; \quad (51)$$

6) расчет целевой функции $q_{\tilde{n}\tilde{a}}(\tilde{\delta}_{ii}, \tilde{\delta}_a)$ по общей формуле (46) для тех же $n+1$ значений $\tilde{\delta}_a = 1, \dots, x_{max}$ и приближенное определение оптимальной величины $\tilde{\delta}_{ia}^*$, варьируемой переменной $\tilde{\delta}_a$, реализующей необходимое условие равенства контактных давлений (1) с учетом (45), то есть:

$$q_{\tilde{n}\tilde{a}} = q_{ci} = q_0; \quad (52)$$

7) уточненное вычисление $\tilde{\delta}_{ia}$ путем сужения первоначальных границ $\tilde{\delta}_a = 1$, $\tilde{\delta}_a = x_{max}$ до малого интервала в окрестностях точки $\tilde{\delta}_{ia}^*$ (метод итераций [14]);

8) расчет оптимального конструктивного размера полуоси $\dot{a}_{\dot{y}\dot{a}i}$ внутренней эллиптической части сечения кольца (рис. 1) из уже известного соотношения $\tilde{\delta}_{ia} = \dot{a}_{\dot{y}} / \dot{a}_{\dot{y}\dot{a}i}$, откуда следует:

$$\dot{a}_{\dot{y}\dot{a}i} = \dot{a}_{\dot{y}} / \tilde{\delta}_{ia}; \quad (53)$$

9) определение коэффициентов $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ и равнодействующей $[D_i]$ в соответствии с (14) и (16) при найденных значениях $\tilde{\delta}_{ii}, \tilde{\delta}_{ia}$;

10) вычисление давления $[q_{cn}]$ по формуле (49) и проверка условия (48);

11) расчет $\tilde{D}_a, \tilde{n}_i, \tilde{n}_a, \tilde{e}_{ii}, \tilde{e}_{ia}$, согласно аналитическим выражениям (15), (29), (32);

12) проверка соблюдения неравенств (33);

13) определение экстремумов $q_{m\tilde{a}}, q_{m\tilde{n}}$ функций контактных давлений $q_{\tilde{a}}(\acute{o}), q_i(\acute{o})$ (рис. 1) в соответствии с зависимостями (31) при $q_{\tilde{n}\tilde{a}} = q_{ci} = q_0$:

$$q_{ia} = q_{ii} = 4q_0/\pi; \quad (54)$$

14) вычисление требуемых из уравнения связи (52) монтажных натягов $\Delta_i, \Delta_a, \Delta$ по формулам (34), (35).

В качестве наглядной иллюстрации и апробации предложенной математической модели регулирования геометрических параметров $\tilde{\delta}_a, \tilde{\delta}_i$ уплотнителя, приводим пример расчета кольца из эластомера СКН-18 с удельным весом $\rho_0 = 1300 \text{ кг/м}^3$ при следующих исходных данных: $\dot{I}_0 = 80(JRHD)$; $\alpha_0 = 1,1 \cdot 10^{-4} 1/^\circ C$; $\alpha_{cp} = 2,4 \cdot 10^{-4} 1/^\circ C$; $\theta_c = -50^\circ C$; $\theta_m = 100^\circ C$; $\theta = \theta_0 = 20^\circ C$; $a_{\text{эн}} = \varphi_{\text{э}} = 4 \text{ мм}$; $R_0 = 20 \text{ мм}$; $\bar{\varepsilon}_{\psi} = 0,03$; $q_0 = 2 \text{ МПа} = 2 \text{ Н/мм}^2$.

Результаты решения представленного здесь частного случая общей задачи проиллюстрированы на рис. 2, 3, 4 и таблице, количественные данные которой позволяют констатировать, что проверочные соотношения (33), (48) выполняются:

$$\begin{aligned} \tilde{n}_i &= 1,3164 \ddot{u} << (\hat{a}_a^*)^2 / \hat{a}_{yi}^* = 4,4660 \ddot{u} ; \tilde{n}_a = 1,7669 \ddot{u} << (\hat{a}_a^*)^2 / \hat{a}_{ya}^* = 5,9944 \ddot{u} ; \\ |\dot{e}_{ii}| &= 0,1992 \ddot{u} << \dot{a}_{yi}^* = 3,8150 \ddot{u} ; |\dot{e}_{ia}| = 0,2736 \ddot{u} << \dot{a}_{ya}^* = 2,8422 \ddot{u} ; \\ q_{max} &= 3 \dot{I} / \ddot{u}^2 < [q_{ii}] = 3,4028 \dot{I} / \ddot{u}^2 . \end{aligned}$$

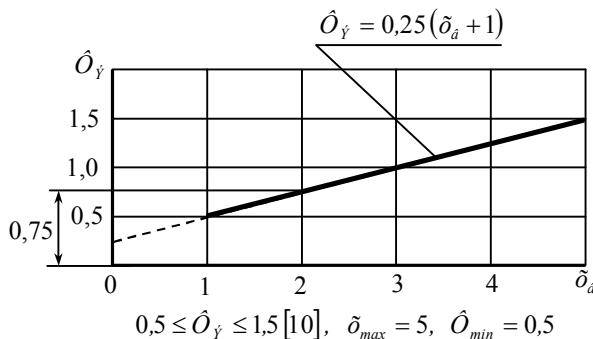


Рисунок 2

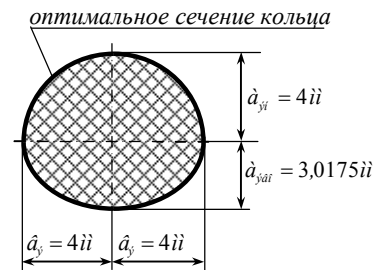


Рисунок 3

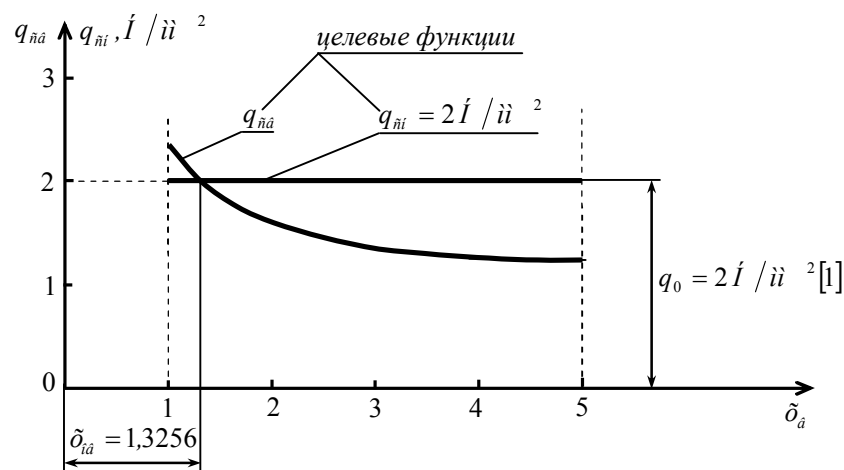


Рисунок 4

Определяя объем $V_{i\dot{Y}}$ моделируемого кольцевого элемента (рис. 1) по формуле

$$V_{i\dot{Y}} = \pi^2 \hat{a}_y R_0 \{ a_{y\dot{a}i} [1 - 4a_{y\dot{a}i} / (3\pi R_0)] + \hat{a}_{yi} [1 + 4a_{yi} / (3\pi R_0)] \} = 5655,9 \ddot{u}^3, \quad (55)$$

выведенной с помощью теорем Гульдина [15], следует также отметить снижение расхода \dot{Y}_i материала при подобранном несимметричном сечении (рис. 3) по сравнению с аналогичной величиной $V_{\dot{O}}$ типовой конструкции в виде тора ($\hat{a}_{ya} = \hat{a}_{yi} = \hat{a}_y = d/2 = 4 \ddot{u}$) [1,2,14]

$$V_{\dot{O}} = 0,5\pi^2 d^2 R_0 = 6316,5 \ddot{u}^3, \quad (56)$$

на $\dot{Y}_i = (V_{\dot{O}} - V_{i\dot{Y}}) / V_{i\dot{Y}} \cdot 100\% = 11,68\%$. И эта тенденция повышения экономичности \dot{Y}_i рассматриваемой детали путем варьирования параметров $\hat{\delta}_a, \hat{\delta}_i$ будет нарастать по

мере увеличения степени овализации (сплюснутости) поперечного профиля уплотнителя и соответствующих значений $\tilde{\sigma}_a$, $\tilde{\sigma}_i$ ($\tilde{\sigma}_a > \tilde{\sigma}_i > 1$).

Расчетные характеристики уплотнителя при $\tilde{\sigma}_{ii} = 1$, $\tilde{\sigma}_{ia} = 1,3256$, $\dot{a}_{yai} = 3,0175 \ddot{u}$, $q_0 = 2 \dot{I} / \ddot{u}^2$					
Буквенное обозначение	Размерность	Значение	Буквенное обозначение	Размерность	Значение
\hat{E}	$1/^\circ C$	0,02779	ξ_{10}	\dot{I} / \ddot{u}	-129,0
μ_0	-	0,475	ξ_{11}	\dot{I}^2 / \ddot{u}^2	651,521
\hat{A}_0	\dot{I} / \ddot{u}^2	10	Ω_1	\dot{I} / \ddot{u}	0,6276
α_ℓ	$1/^\circ C$	0,00011	Ω_2	\dot{I} / \ddot{u}	362,0116
\dot{I}	$JRHD$	80	Ω_3	-	-0,13026
μ	-	0,475	Ω_4	-	0,16295
\hat{A}	\dot{I} / \ddot{u}^2	10	\hat{D}_i	\dot{I} / \ddot{u}	5,2654
\hat{A}_o	\dot{I} / \ddot{u}^2	13,380	\hat{D}_a	\dot{I} / \ddot{u}	7,068
J_θ	-	0	$[\hat{D}_i]$	\dot{I} / \ddot{u}	21,8632
$\hat{O}_{\dot{Y}}$	-	0,5814	\dot{e}_{ia}	\ddot{u}	0,5095
\dot{e}_{Ri}	-	0,2	$\dot{e}_{i\tilde{N}}$	\ddot{u}	0,3342
\dot{e}_{Ra}	-	0,1509	\dot{e}_{ii}	\ddot{u}	0,1491
\dot{A}_{11}	-	0,1082	$ w_{oy} $	\ddot{u}	0,1277
\dot{A}_{12}	\ddot{u}^2	247,7565	\dot{a}_{yi}^*	\ddot{u}	3,8150
\dot{A}_{21}	-	-0,3462	\dot{a}_{ya}^*	\ddot{u}	2,8422
\dot{A}_{22}	\ddot{u}^2	1040,2696	\dot{a}_y^*	\ddot{u}	4,1276
D	\ddot{u}^2	198,3071	R_{ai}	\ddot{u}	16,9825
β_1	-	2,63225	\tilde{n}_i	\ddot{u}	1,3164
β_2	-	3,16386	\tilde{n}_a	\ddot{u}	1,7669
β_3	\dot{I} / \ddot{u}	1,94556	\dot{e}_{ii}	\ddot{u}	-0,1992

ξ_1	\ddot{u}^2	-110,6975	\dot{e}_{ia}	\ddot{u}	0,2736
ξ_2	-	0,1919	$[q_{ci}]$	\dot{I} / \ddot{u}^2	3,4028
ξ_3	\dot{I} / \ddot{u}	0,676	q_{ia}	\dot{I} / \ddot{u}^2	2,54656
ξ_4	\ddot{u}^2 / \dot{I}	-0,0273	q_{ii}	\dot{I} / \ddot{u}^2	2,54647

Окончание таблицы

Буквенное обозначение	Размерность	Значение	Буквенное обозначение	Размерность	Значение
ξ_5	\ddot{u}	-0,04116	$(\dot{a}_y^*)^2 / \dot{a}_{yi}^*$	\ddot{u}	4,4660
ξ_6	\ddot{u} / \dot{I}	0,04023	$(\dot{a}_y^*)^2 / \dot{a}_{ya}^*$	\ddot{u}	5,9944
ξ_7	$H / \text{мм}$	-0,2173	Δ_i	\ddot{u}	0,3842
ξ_8	$\text{мм}^2 / H$	0,29475	Δ_e	\ddot{u}	0,4487
ξ_9	мм^2	15,7214	Δ	\ddot{u}	0,8329

Разработанную теорию и методику расчета можно использовать при регулировании напряженно-деформированного состояния в условиях предварительного натяга и оптимальном проектировании прогрессивных, по форме сечения, радиальных эластомерных уплотнительных колец для герметизации пневматических, гидравлических и вакуумных систем.


Разумеется, описанную в данной статье, специальную математическую модель фундаментально-прикладной контактной задачи теории упругости возможно обобщить путем расширения списка варьируемых параметров, включающего не только безразмерные геометрические характеристики $\tilde{\sigma}_a$, $\tilde{\sigma}_i$, но и другие управляемые переменные, например температуру θ и твердость \dot{I} , являющуюся, как известно [1,9], важнейшей физико-механической константой резины, непосредственно связанной с постоянными \dot{A} , μ и тепловым градиентом $\Delta\theta$. При указанной модификации обязательными условиями по-прежнему остаются решение уравнения связи (1) и соблюдение ограничений (40)-(43), (4), (5), (33), (48). В такой обобщенной постановке обсуждаемый проблемный вопрос по оптимизации конструкции уплотнения, далеко выходящий за рамки этой статьи, представляется достаточно актуальным и перспективным для дальнейших исследований.

Список литературы

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1994. - 448 с.
2. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. - Л.: Химия, 1978. - 136 с.
3. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. - М.: Машиностроение, 1984. - 224 с.
4. Рейклейтис Г. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Кн 1./Пер. с англ. В.Я. Алтаева и В.И. Моторина / Г. Рейклейтис, А.А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. - М.: Мир, 1986. - 351 с.
5. Лесин В.В. Основы методов оптимизации / В.В. Лесин, Ю.П. Лисовец. - М.: Изд-во МАИ, 1998. - 344 с.


6. Избранные задачи по строительной механике и теории упругости (регулирование, синтез, оптимизация) / Н.П. Абовский, Л.В. Енджиевский и др.; Под. ред. Н.П. Абовского. – М.: Стройиздат, 1978. – 189 с.
7. Абдеев Б.М. К вопросу оценки прочности и жесткости радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения для условий предварительного натяга / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. – 2007. – № 4. – Усть-Каменогорск, 2007. С. 35-45.
8. Абдеев Б.М. Уточненная физико-математическая модель напряженно-деформированного состояния радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения для условий предварительного натяга / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, Ж.О. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. – 2006. – № 4. – Усть-Каменогорск, 2006. С. 30-43.
9. Абдеев Б.М. Методика и алгоритм расчета механических и теплофизических характеристик резины с учетом температурного градиента / Б.М. Абдеев, А.А. Кравцов // Вестник ВКГТУ. – 2004. – № 3. – Усть-Каменогорск, 2004. С. 25-34.
10. Абдеев Б.М. Условный модуль упругости и фактор формы резиновых уплотнительных колец несимметричного эллиптического сечения / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. – 2007. – № 1. – Усть-Каменогорск, 2007. С. 36-43.
11. Абдеев Б.М. Общие термоупругие осесимметричные деформации радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов / Материалы Междунар. НПК «Аманжоловские чтения – 2007». – Усть-Каменогорск: Изд-во ВКГУ им. С. Аманжолова, 2007. – Ч.3. – С. 30-36.
12. Муслиманова Г.Е. Математическое моделирование предварительного натяга радиальных эластомерных уплотнительных колец прямоугольного сечения // Вестник ВКГТУ. – 2001. – № 3 – Усть-Каменогорск, 2001. С. 66-73.
13. Абдеев Б.М. Контактная задача теории упругости о радиальном взаимодействии деформируемого тора с абсолютно жесткими цилиндрами / Б.М. Абдеев, Г.Е. Муслиманова // Вестник ВКГТУ. – 2001. – № 4. – Усть-Каменогорск, 2001. – С. 32-39.
14. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1962. – 608 с.
15. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. – М.: Наука, 1966. – Т.2. – 800 с.;

Получено 24.04.08



50 лет

**КУТТЫКТАЙМЫЗ !
ПОЗДРАВЛЯЕМ !**



— ❧ —

ВДОВИНА
ВЛАДИМИРА НИКОЛАЕВИЧА,
кандидата технических наук
кафедры транспорта и логистики

ЗДОРОВЬЯ, СЧАСТЬЯ, УСПЕХОВ, ДОРОГОЙ ЮБИЛАР !

•

**МЕРЕЙТОЙ ИЕСІНЕ МЫКТЫ ДЕНСАУЛЫК, ТАУСЫЛМАС БАКЫТ,
ШЫҒАРМАШЫЛЫК ТАБЫС ТІЛЕЙМІЗ !**



УДК 539.3:539.3/.6:62-762.444

Т.Ф. Брим, Г.Е. Муслиманова
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

К РЕШЕНИЮ ФУНДАМЕНТАЛЬНОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ
О РАДИАЛЬНОМ СЖАТИИ ЭЛАСТОМЕРНОГО КОЛЬЦА КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Наиболее распространенным и универсальным видом герметизирующих элементов, применяемых в конструкциях современных машин и механизмов, являются различные резиновые кольца [1].

В данной работе проводится анализ существующих линейных зависимостей между равнодействующими распределенных контактных усилий P_e и P_n , сжимающих радиальный эластомерный уплотнитель круглого сечения (рис. 1,а) при рекомендуемом в [1] диапазоне изменения нормированного среднего наружного реактивного давления $1,5 \text{ МПа} \left(\frac{1}{\text{мм}^2} \right) \leq q_{\text{нн}} \leq 3 \text{ МПа} \left(\frac{1}{\text{мм}^2} \right)$.

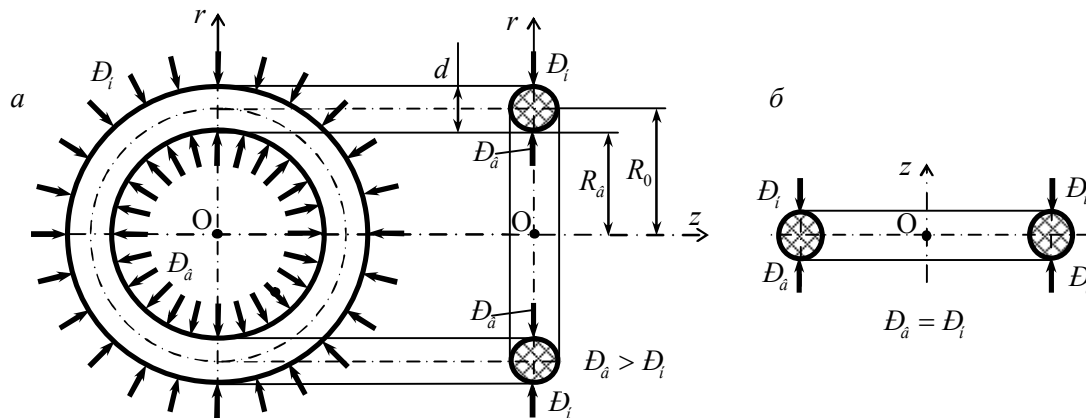


Рисунок 1

Рассматриваемая задача термоупругости базируется, прежде всего, на известных экспериментально-теоретических формулах механических и теплофизических характеристик резины в зависимости от температуры θ [1-3]:

$$e^{K(\theta_m - \theta_0)} - e^{K(\theta_c - \theta_0)} = K \frac{\alpha_{cp}}{\alpha_0} (\theta_m - \theta_c); \quad (1)$$

$$\alpha_\ell = \alpha_\ell(\theta) = \alpha_0 \hat{a}^{\hat{E}(\theta - \theta_0)}; \quad (2)$$

$$\dot{I} \frac{\dot{A}_0}{\dot{I}_0} \hat{a}^{-\hat{E}(\theta - \theta_0)} = \sum_{i=1}^{i=6} \tilde{N}_i sh \frac{H}{H_{0i}}; \quad (3)$$

$$\mu = \mu(\theta) = 0,5 - 3,077 \cdot 10^{-4} \dot{I}, \mu_0 = 0,5 - 3,077 \cdot 10^{-4} H_0; \quad (4)$$

$$\dot{A} = \dot{A}(\theta) = \dot{I} \frac{\dot{A}_0}{\dot{I}_0} \hat{a}^{-\hat{E}(\theta - \theta_0)}; \quad (5)$$

$$J_\theta = \int_{\theta_0}^{\theta} \alpha_\ell(\theta) d\theta = \frac{\alpha_0 [\hat{a}^{\hat{E}(\theta - \theta_0)} - 1]}{\hat{E}}, \theta_{\tilde{n}} \leq \theta \leq \theta_m, \quad (6)$$

где \dot{I}_0 , \dot{A}_0 , α_0 , μ_0 - соответственно, численные значения параметра твердости, модуля упругости при сжатии, коэффициентов линейного теплового расширения и Пуассона, для нормальных условий, когда температура $\theta = \theta_0 = 20^\circ \text{C}$;

$\dot{I} = \dot{I}(\theta)$, $\dot{A} = \dot{A}(\theta)$, $\alpha_\ell = \alpha_\ell(\theta)$, $\mu = \mu(\theta)$ - аналогичные величины при $\theta \neq \theta_0$;

$\hat{E} = const$ - постоянная, имеющая размерность $(^0\tilde{N})^{-1}$ и определяемая из трансцендентного уравнения (1);

$\theta_{\tilde{n}}$ - температурная граница фазового перехода к стеклованию резины [1];

$\theta_m > 0$ - предельная эксплуатационная температура нагрева эластомера [1];

$\alpha_{\tilde{n}\theta}$ - среднее значение функции (2) в диапазоне $\theta_{\tilde{n}} \leq \theta \leq \theta_m$ [1,3];

$\tilde{N}_1, \tilde{N}_2, \dots, \tilde{N}_6$; $\dot{I}_{01}, \dot{I}_{02}, \dots, \dot{I}_{06}$ - соответственно, константы и параметры твердости, удовлетворяющие граничным значениям \dot{I}_0 и \dot{A}_0 , которые приведены в таблицах 1 и 2 [3];

$\hat{a} = 2,71828\dots$ - основание натурального логарифма;

J_θ - температурный функционал [4].

Таблица 1

$\dot{I}_0, IRHD$	40	50	60	70	80	90
$E_0, \ddot{H}\hat{a}$	1,5	2,5	4,5	7,0	10,0	21,0

Таблица 2

i	$C_i, МПа$	$\dot{I}_{0i}, IRHD$	$E_0, \ddot{H}\hat{a}$
1	272,643	40	1,5
2	-1665,198	50	2,5
3	1965,667	60	4,5

4	-620,629	70	7
5	3915,022	80	10
6	-4172,179	90	21

Экспериментальные данные таблицы 1 показывают, что зависимость $\dot{A}_0(\dot{I}_0)$ носит экспоненциальный характер и на этом основании она аппроксимирована в статье [3] суммой гиперболических синусов:

$$\dot{A}_0 = \sum_{i=1}^{i=6} \tilde{N}_i sh \frac{H}{H_{0i}}. \quad (7)$$

Справочный, предельно упрощенный, способ расчета [1], не учитывающий принципиальное различие между радиальным (рис. 1, а) и торцевым (рис. 1, б) уплотнителями, монтажный натяг, форму и размеры поперечного профиля кольца, физико-механические свойства резины и влияние температуры, справедлив только для фланцевых (торцевых) герметизирующих элементов, в которых во всех случаях

$$D_{\dot{a}} = D_i = D_N \quad (8)$$

и совершенно не применим к радиально нагруженным резиновым деталям, где $D_{\dot{a}} > D_i$, что подтверждается фундаментальными исследованиями, соответствующими уравнениями механики упругодеформируемого твердого тела и известными классическими задачами о расчете колец прямоугольного, круглого и эллиптического сечений [5-8].

Приближенная методика определения функции $P_{\epsilon\Pi} = P_{\epsilon}(P_n)$, опубликованная в [7], учитывает кривизну кольца $\kappa_R = d/(2R_0)$ [9], предварительное монтажное растяжение $\bar{\epsilon}_{\psi}$ по внутреннему радиусу $r = R_{\epsilon} = R_0 - d/2$, температурный градиент $\Delta\theta$ и фактор формы Φ , от которого зависит величина условного модуля упругости $E_y = E(1 + \Phi^2)$ [1,2,10]:

$$D_{\dot{a}I} = D_i \frac{1 + \hat{e}_R}{1 - \hat{e}_R} + 2\bar{\epsilon}_{\psi} R_0 E_{\phi} \pi \left(1 - \sqrt{1 - \hat{e}_R^2}\right) - \frac{\alpha_{\ell} (\theta - \theta_0) \hat{e}_R^2 R_0 E_{\phi} \pi}{1 - \hat{e}_R}. \quad (9)$$

Предлагаемая авторами [11], новая - более точная и математически корректная модель определения $D_{\dot{a}} = D_{\dot{a}}(D_i)$, использующая также все вышеперечисленные параметры позволяет рассчитать не только кольцевой радиальный уплотнитель круглого сечения, но и любого эллиптического профиля.

Адаптируем методику расчета $D_{\dot{a}} = D_{\dot{a}}(D_i)$, полученную в [11], применительно к торообразным кольцевым уплотнительным элементам.

Линейное соотношение между равнодействующими P_{ϵ} и P_n [11]:

$$D_{\dot{a}} = (\beta_2/\beta_1) D_i + \beta_3/\beta_1, \quad 0 \leq D_i \leq [D_i]; \quad (10)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3 > 0$ – постоянные коэффициенты:

$$\beta_1 = (1 - \hat{e}_R) \left[-2(1 - \hat{e}_R)^2 \dot{A}_{21} + (\pi \hat{e}_R + 4) \left(\frac{1 + \mu}{1 - \mu} \right) \hat{e}_R \right], \quad (11)$$

$$\beta_2 = (1 + \hat{e}_R) \left\{ \hat{e}_R \left(\frac{1 + \mu}{1 - \mu} \right) [(\pi \hat{e}_R + 4) - 2\pi \hat{e}_R] + 2(1 - \hat{e}_R)^2 (\dot{A}_{11} - \dot{A}_{21}) \right\}, \quad (12)$$

$$\beta_3 = \frac{R_0 \dot{A}_0 \hat{e}_R}{(1 - \mu)} [\dot{A}_{11} (\pi \hat{e}_R + 4) - 2\dot{A}_{21} \pi \hat{e}_R] (1 - \hat{e}_R)^2 (\bar{\varepsilon}_\psi - J_\theta); \quad (13)$$

$$\dot{A}_{11} = 2\pi \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \hat{e}_{R\dot{a}}^2}} - 1 \right), \dot{A}_{12} = 2\pi R_0^2 \hat{e}_R^2 \left(\frac{1 + \mu}{1 - \mu} \right), \quad (14)$$

$$\dot{A}_{21} = 2 \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \hat{e}_R^2}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \hat{e}_R \right) - \frac{\pi}{2} \right], \dot{A}_{22} = R_0^2 \hat{e}_R (\pi \hat{e}_R + 4) \left(\frac{1 + \mu}{1 - \mu} \right), \quad (15)$$

$[\mathcal{D}_i]$ - предельно допустимое значение равнодействующей P_n из граничного условия физической линейности материала кольца $|\varepsilon_{i\dot{a}\dot{o}}| = 0,25$ [1,11];

$$[\mathcal{D}_i] = \frac{\dot{A}_0 (A_{11} A_{22} - A_{21} A_{12}) R_0 (1 - \hat{e}_R)^2 (0,25 - J_\theta) - (1 + \mu) (A_{22} \Omega_1 + A_{21} \Omega_2)}{(1 + \mu) [A_{22} \Omega_3 + 2R_0^2 (1 - \hat{e}_R) \Omega_4 + \dot{A}_{12} (1 + \hat{e}_R)]}; \quad (16)$$

$\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ - конструктивные характеристики уплотнителя, аппроксимируемые формулами:

$$\Omega_1 = (\beta_3 / \beta_1) (1 - \hat{e}_R), \Omega_2 = 2R_0^2 (1 - \hat{e}_R)^3 (\beta_3 / \beta_1), \Omega_3 = -[1 + \hat{e}_R - (\beta_2 / \beta_1) (1 - \hat{e}_R)], \quad (17)$$

$$\Omega_4 = -\dot{A}_{21} (1 - \hat{e}_R) [(1 + \hat{e}_R) - (\beta_2 / \beta_1) (1 - \hat{e}_R)] + \dot{A}_{11} (1 - \hat{e}_R^2). \quad (18)$$

Так как большинство резиновых герметизирующих колец эксплуатируется при нормальных и отрицательных температурах [1, 10], проиллюстрируем рассмотренные выше функциональные зависимости (8)-(10), когда $\theta = \theta_0 = 20^\circ \text{C}$ и $\theta = -40^\circ \text{C}$ для двух частных случаев кольцевого элемента круглого сечения из эластомера марки СКН-18 с плотностью $\rho_0 = 1300 \hat{e} \dot{a} / \dot{i}^3$ при следующих общих исходных данных [1-3]: $\dot{I}_0 = 80 (IRHD)$, $\dot{A}_0 = 10 \ddot{I} \dot{a}$, $\alpha_0 = 1,1 \cdot 10^{-4} 1/^\circ \text{C}$ (нормальные температурные условия: $\theta = \theta_0 = 20^\circ \text{C}$); $\theta_c = -50^\circ \text{C}$; $\theta_m = 100^\circ \text{C}$; $\alpha_{cp} = 2,4 \cdot 10^{-4} 1/^\circ \text{C}$ в диапазоне $\theta_{\hat{n}} \leq \theta \leq \theta_m$; параметр монтажного растяжения $\bar{\varepsilon}_\psi = 0,03$.

Пример 1. Круглое сечение диаметром $d = 4,6 \text{ мм}$ при $R_g = 27 \text{ мм}$, $R_0 = R_g + d/2 = 29,3 \text{ мм}$ с фактором формы $\hat{O} = 0,5$ и коэффициентом кривизны $\hat{e}_R = d/(2R_0) = 0,078 < 0,2$ (малая кривизна [9]).

Пример 2. Аналогичный профиль с теми же характеристиками ($d = 4,6 \text{ мм}$, $\hat{O} = 0,5$) при $R_{\dot{a}} = 8 \text{ мм}$, $R_0 = 10,3 \text{ мм}$, $\hat{e}_R = d/(2R_0) = 0,223 > 0,2$ (большая кривизна [9]).

Механические и теплофизические параметры, включающие коэффициент \hat{E} , а также численные значения функционала J_θ , определенные с учетом температурного градиента по уравнениям (1)-(7) [3], приведены в таблице 3.

Таблица 3

$\theta, ^\circ \tilde{N}$	$\hat{E}, (^{\circ} \tilde{N})^{-1}$	$\alpha_{\ell}, (^{\circ} \tilde{N})^{-1}$	$H(IRHD)$	$\hat{A}, \ddot{I}\ddot{a}$	μ	J_{θ}
20	0,02779	0,00011	80	10	0,475	0
-40	0,02779	0,000021	127,384	84,366	0,461	-0,0032

Значения всех коэффициентов для определения $P_{\epsilon} = P_{\epsilon}(P_n)$ по уточненной механико-математической модели [11], рассчитанные по формулам (11)-(15), (17), (18), приведены в таблице 4.

Соответствующее $[P_n]$ граничное среднее контактное давление $[q_{cn}]$ можно определить из функциональной квадратичной зависимости $\hat{D}_i(q_{ni})$, руководствуясь работой [8]. Расчетная формула $[q_{cn}]$ в данной статье не приводится. Подставляя $[P_n]$, согласно (16), в (10), находим допускаемое значение $[P_{\epsilon}]$. Результаты определения предельных нагрузок $[\hat{D}_i]$, $[\hat{D}_{\hat{a}}]$ и $[q_{ni}]$ также помещены в таблицу 4.

Таблица 4

Расчетные параметры		Пример 1		Пример 2	
		$\kappa_R = 0,078 < 0,2$ (малая кривизна)		$\kappa_R = 0,223 > 0,2$ (большая кривизна)	
Буквенные обозначения	Размерность	$\theta = 20 ^\circ C$	$\theta = -40 ^\circ C$	$\theta = 20 ^\circ C$	$\theta = -40 ^\circ C$
\hat{A}_{11}	-	0,019	0,019	0,163	0,163
\hat{A}_{12}	\ddot{u}^2	93,383	90,094	93,383	90,094
\hat{A}_{21}	-	-0,148	-0,148	-0,381	-0,381
\hat{A}_{22}	\ddot{u}^2	804,027	775,709	312,922	301,901
β_1	-	1,095	1,064	2,648	2,567
β_2	-	1,199	1,168	3,333	3,244
β_3	\dot{I} / \ddot{u}	0,217	1,973	1,288	11,711
Ω_1	\dot{I} / \ddot{u}	0,183	1,708	0,378	3,543
Ω_2	$\dot{I} \cdot \ddot{u}$	266,364	2491,505	48,353	453,548
Ω_3	-	-0,069	-0,067	-0,245	-0,241
Ω_4	-	0,029	0,028	0,227	0,226
$[\hat{D}_i]$	\dot{I} / \ddot{u}	15,908	132,727	13,869	115,109
$[\hat{D}_{\hat{a}}]$	\dot{I} / \ddot{u}	17,629	147,521	17,949	150,048
$[q_{ni}]$	\dot{I} / \ddot{u}^2	3,448	28,922	3,304	27,657

Величины контактных равнодействующих при соответствующих значениях $q_{\dot{n}i} = 0; 1,5 \dot{I} / \dot{i}i^2; 3 \dot{I} / \dot{i}i^2$, полученные по справочной, приближенной и уточненной методикам, в зависимости от кривизны кольца и температуры, сведены в таблицу 5. Полученные решения проиллюстрированы также графиками рисунка 2.

Для оценки погрешности расчета распределенных контактных усилий $D_{\dot{N}}$ и $D_{\dot{a}i}$, по сравнению с уточненным по новой методике значением P_{ϵ} , воспользуемся формулами

$$\delta_{P_C} = \frac{|P_{\epsilon} - P_C|}{P_{\epsilon}} \cdot 100\%, \quad \delta_{P_{\epsilon\Pi}} = \frac{|P_{\epsilon} - P_{\epsilon\Pi}|}{P_{\epsilon}} \cdot 100\% \quad (19)$$

и представим значения (19) в таблице 5, на основании которых, а также графиков рис. 2 и проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

1) реактивную составляющую P_{ϵ} для колец малой кривизны при $\theta = 20^{\circ}C$ и $\theta = -40^{\circ}C$ при среднем контактном давлении $1,5 \leq q_{\dot{n}i} \leq 3 \dot{I} \dot{a} \left(\dot{I} / \dot{i}i^2 \right)$ можно определять с помощью упрощенной модели [7] по формуле (9), так как величина $\delta_{P_{\epsilon\Pi}}$ по сравнению с новой уточненной зависимостью (10) не превышает, соответственно, 7 и 3 %;

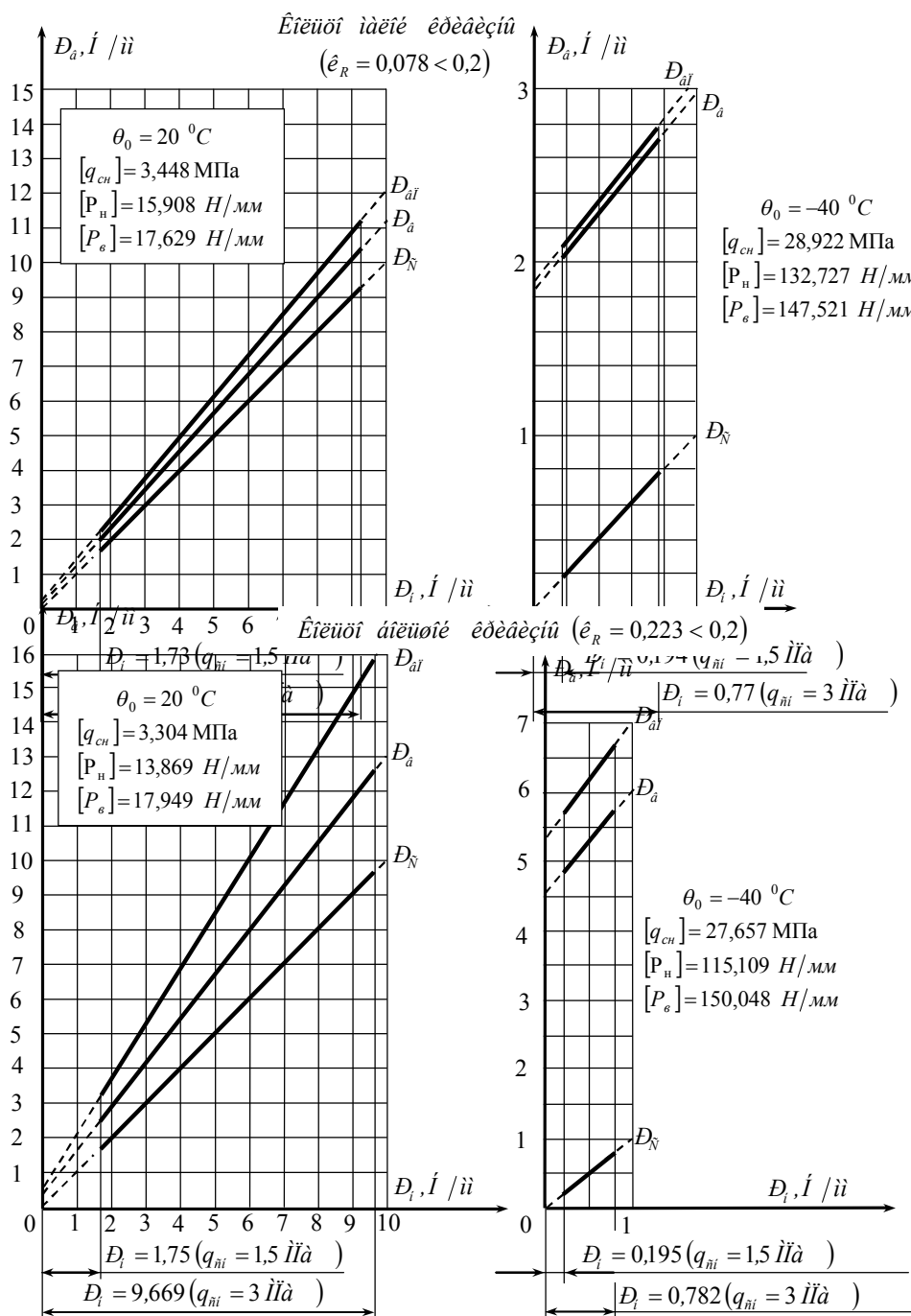


Рисунок 2

2) в случае, когда $\hat{e}_R = 0,223 > 0,2$ (большая кривизна) приближенная методика [7] дает погрешность $\delta_{D_{aI}}$ от 19 до 25%;

3) во всех рассмотренных примерах и аналогичных им использование справочного равенства (8) не может быть рекомендовано к применению (табл. 5).

Таблица 5

$\theta, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$q_{\text{сн}},$ МПа (Н/мм ²)	$D_i,$ \dot{I} / \ddot{i}	Методики расчета $D_a, \dot{I} / \ddot{i}$				
			справочная $P_{\text{с}} = P_{\text{н}} = P_{\text{с}}$		приближенная $P_{\text{сII}} = P_{\text{с}}(P_{\text{н}})$		уточненная $P_{\text{с}} = P_{\text{с}}(P_{\text{н}})$
			$D_{\tilde{N}}$	$\delta_{D_{\tilde{N}}}, \%$	$D_{\dot{a}\ddot{I}}$	$\delta_{D_{\dot{a}\ddot{I}}}, \%$	
$\theta = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\hat{e}_R = 0,078 < 0,2$ (малая кривизна)						
	0	0	0	100	0,213	7,5	0,198
	1,5	1,73	1,73	17,22	2,237	7,03	2,09
	3	9,327	9,327	10,47	11,128	6,81	10,418
	$\hat{e}_R = 0,223 > 0,2$ (большая кривизна)						
	0	0	0	100	0,612	26,92	0,486
	1,5	1,75	1,75	34,85	3,369	25,43	2,686
	3	9,669	9,669	23,6	15,841	25,14	12,659
$\theta = -40 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\hat{e}_R = 0,078 < 0,2$ (малая кривизна)						
	0	0	0	100	1,87	1,08	1,85
	1,5	0,194	0,194	90,61	2,1	1,6	2,067
	3	0,77	0,77	71,58	2,779	2,58	2,709
	$\hat{e}_R = 0,223 > 0,2$ (большая кривизна)						
	0	0	0	100	5,442	19,3	4,562
	1,5	0,195	0,195	95,9	5,74	19,35	4,809
	3	0,782	0,782	85,9	6,67	20,16	5,551

Полученные результаты можно непосредственно использовать для уточненного математического моделирования и решения соответствующей фундаментальной контактной задачи термоупругости, в которой основными силовыми компонентами являются распределенные внешние нагрузки P_ϵ и P_n , представляющие собой равнодействующие реактивных давлений на взаимодействующих с цилиндром и поршнем поверхностях уплотнителя.

Список литературы:

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник /Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

2. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1972. – 240 с.
3. Абдеев Б.М. Методика и алгоритм расчета механических и теплофизических характеристик резины с учетом температурного градиента / Б.М. Абдеев, А.А. Кравцов // Вестник ВКГТУ. – 2004. – № 3. – Усть-Каменогорск, 2004. С. 25-34.
4. Ломакин В.А. Теория упругости неоднородных тел. – М.: Московский университет, 1976. – 368 с.
5. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
6. Муслиманова Г.Е. Математическое моделирование предварительного натяга радиальных эластомерных уплотнительных колец прямоугольного сечения. // Вестник ВКГТУ. – 2001. – № 3. – г. Усть-Каменогорск, 2001. – С. 66-73.
7. Абдеев Б.М. Контактная задача теории упругости о радиальном взаимодействии деформируемого тора с абсолютно жесткими цилиндрами / Б.М. Абдеев, Г.Е. Муслиманова // Вестник ВКГТУ. – 2001. – № 4. – Усть-Каменогорск, 2001. – С. 32-39.
8. Абдеев Б.М. К вопросу оценки прочности и жесткости радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения для условий предварительного натяга / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. – 2007. – № 4. – Усть-Каменогорск, 2007. – С. 35-45.
9. Горелик Б.М. Исследования сжатия резиновых колец круглого сечения и цилиндров / Б.М. Горелик, М.В. Бухина, А.В. Ратнер // Каучук и резина. – 1960. – № 2. – С. 23-28.
10. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. – Л.: Химия, 1978. – 136 с.
11. Абдеев Б.М. Общие термоупругие осесимметричные деформации радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов / Материалы Междунар. НПК «Аманжоловские чтения – 2007». – Усть-Каменогорск: Изд-во ВКГУ им. С. Аманжолова, 2007. – Ч.3. – С. 30-36.

Получено 19.05.08

УДК 625.7.084

М.В. Дудкин

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ВОПРОСЫ УПЛОТНЕНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ СМЕСЕЙ КАТКАМИ С ПЕРЕМЕННЫМ РАДИУСОМ КРИВИЗНЫ ВЕДУЩЕГО ВАЛЦА В ЗОНЕ КОНТАКТА С УПЛОТНЯЕМЫМ МАТЕРИАЛОМ

Асфальтовый бетон (асфальтобетон) – искусственный строительный материал, получаемый в результате отвердевания уплотненной асфальтобетонной массы, состоящей из рационально подобранных по качеству и количеству и тщательно перемешанных компонентов: щебня (гравия), песка, минерального порошка и битума.

Плотные дорожные асфальтобетоны (горячие и холодные) в зависимости от количественного содержания в них крупного или мелкого заполнителя подразделяют на пять типов: А, Б, В, Г, Д. Например, тип А содержит 50 ... 65 % щебня; тип Б – 35 ... 50 % щебня или гравия; тип В – 20 ... 35 % щебня или гравия. Кроме того, плотные горячие и теплые асфальтобетоны подразделяют на три марки – I, II, III в зависимости от качественных показателей.

По производственному назначению различают асфальтобетоны дорожные, аэродромные, гидротехнические, для плоской кровли и полов. По технологическим признакам асфальтобетонной массы в процессе ее укладки и уплотнения асфальтобетоны и растворы разделяют на жесткие, пластичные и литые. Литую асфальтобетонную массу часто уплотняют специальными валками, легким катком или вовсе не уплотняют. Для уплотнения жестких и пластичных масс применяют тяжелые и средние катки.

Одной из основных причин появления выбоин и трещин на дорогах является неправильная укладка и уплотнение асфальта. В первую очередь это связано с неверно вы-

бранной уплотняющей техникой.

На первый взгляд трудно придумать машину более простую, чем каток. Кажется, главная идея, воплощенная в этом виде техники, лежит на поверхности – чем тяжелее, тем лучше. Но оказалось, что если нагрузка на уплотняемый материал выше определенного значения, то материал начинает разрушаться. Более того, если скорость уплотнения выше некоторой допустимой величины или слой уплотняемого материала слишком велик, уплотнение становится малоэффективным или также сменяется разрушением.

Степень влияния параметров катка на эффект уплотнения различна, но наибольшее оказывает весовая нагрузка P (приходящаяся на валец), ширина вальца L и диаметр вальца D , вместе как раз и определяющие так называемое линейное давление вальца.

Эффект уплотнения асфальтобетонного дорожного покрытия катками определяется характеристикой вальцов катка P ($\text{кг}/\text{см}^2$) [1; 2]:

$$P = P/DL, \quad (1)$$

где P – весовая нагрузка, приходящаяся на валец, с учетом его собственного веса, кг ; D – диаметр вальца, см ; L – длина вальца.

Естественно, что общее статическое или динамическое усилие, создаваемое вальцом катка, не может служить мерой оценки его уплотняющей способности, т. к. размеры вальцов реальных катков по ширине L и диаметру D отличаются до 3–4 раз.

Создаваемые их вальцами давления на контакте с уплотняемым слоем вызывают соответствующую деформацию или осадку этого слоя. Если эти контактные давления чрезмерны, осадка слоя тоже будет большой, причем иногда настолько, что асфальтобетонная смесь начинает выдавливаться из-под вальца, образуя впереди него так называемую сдвиговую волну деформации материала.

Эта даже незначительная, а порой и не очень заметная волна нежелательна, так как она является источником или причиной будущих неровностей на покрытии. К тому же на ее гребне могут возникать видимые и невидимые поверхностные трещины. Сначала неглубокие (2–3 мм), а по мере укатки проникающие все глубже и глубже.

Такие трещины появляются вследствие того, что асфальтобетон имеет предел прочности на растяжение в 3–4 раза ниже, чем на сжатие. А на гребне сдвиговой волны как раз и происходит растяжение материала.

Способствуют снижению неровностей на покрытии и размеры вальцов катка, в первую очередь их диаметры, а также правильное назначение рабочей скорости укатки покрытия с вибрацией. Чем больше диаметры вальцов, тем ровнее получается покрытие из-под катка с такими вальцами.

В отношении общего эффекта уплотнения важны также суммарная ширина вальцов и рабочая скорость движения катка. Слишком большая скорость катка может привести к следам торможения при реверсировании катка и волнообразованию [3].

Естественно, что на эффект уплотнения сильно влияет температура смеси. Существует предельная температура, при которой уплотнение становится невозможным.

Рациональные значения характеристики вальца, по данным мирового производства и опыту эксплуатации [4; 5; 6], колеблются в пределах $q = (0,15 \div 0,45) \text{ кг}/\text{см}^2$ для катков статического действия. В конечном итоге на эффективность уплотнения асфальтобетонных смесей влияют: состав и температура укатываемой смеси, характеристика вальцов (показатель конструкции), скорость катка, число проходов катка по одной и той же полосе, свойства подстилающего слоя, выполненное укладчиком предварительное уплотнение

и др.

Для определения степени уплотнения, выполняемого катками с металлическими гладкими вальцами, применяется показатель степени уплотнения P_f (кг·см·с), выражаемый формулой (Drs. W. Nijboer) [7], которая широко используется на практике:

$$P_f = 10^6 \frac{\frac{P}{LD} - C \cdot \tau_{св}}{3,9\eta_m} n \left(\frac{h}{v} \right)^{0,4} \quad (2)$$

где $\tau_{св}$ – коэффициент пластичности смеси, кг/см²;

η_m – коэффициент вязкости смеси в вуазах;

n – число проходов катка (вальца) по одному следу;

h – толщина уплотняемого слоя, см;

v – скорость катка, км/час.

Коэффициенты $\tau_{св}$ и η_m зависят от температуры смеси и ее физико-механических свойств, а также свойств компонентов, входящих в ее состав.

Лабораторными исследованиями W. Nijboer установил, что каждая асфальтобетонная смесь для своего оптимального уплотнения требует такое значение показателя P_f , которое уже не зависит от структуры уплотняемой смеси.

Оптимальное уплотнение асфальтобетонной смеси, при ее предварительном уплотнении асфальтоукладчиком, достигается при $P_f = 6 \cdot 10^5$ кг·см·с, соблюдая ранее принятые размерности в формуле (2).

Показатель степени уплотнения представляет произведение работы на время, которое действует в определенном состоянии уплотняемой смеси.

На рисунке 1, а представлен график зависимости между показателем уплотнения P_f и коэффициентом уплотнения K_y ,

Формулу (2) можно использовать для определения показателя уплотнения P_f , которое достигается за счет применения укладчика. Коэффициент C относится к характеристикам вальца и при стальных гладких вальцах он равен $C = 2,5$. В процессе укатки асфальтовой полосы происходит непрерывное охлаждение уплотняемого слоя и соответственно увеличение коэффициента пластичности $\tau_{св}$.

В определенный момент укладки наступает равенство $c \cdot \tau_{св} = P / L D$, т.е. $P / L D - c \tau_{св} = 0$. В этих условиях дальнейшее уплотнение становится невозможным.

Для определения числа ходов катка (вальца) n , входящего в формулу (2), необходимо знать время, отведенное на работу до охлаждения асфальтобетонной смеси. Предположим, что уплотняется асфальтобетонный слой толщиной 3 см на ширине 5 м. Пусть известна кривая охлаждения по средним температурам слоя, показанная на рис. 1,б. Если принять, что минимально допустимая температура составляет 60°C, то время на укатку заданного слоя составит 30 минут.

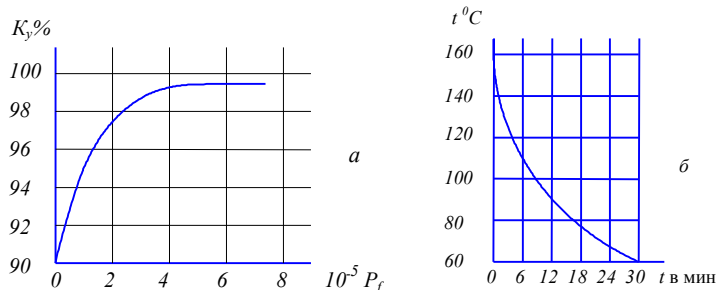


Рисунок 1 – Параметры, характеризующие уплотнение асфальтобетонного слоя: а – зависимость показателя уплотнения P_f от коэффициента уплотнения K_y ; б – кривая охлаждения по средним температурам слоя

Примерная схема уплотнения асфальтобетонной смеси с применением асфальтоукладчика и трех типов катков с изменением характеристики вальцов в пределах $P = (0,15 \div 0,45)$ кг/см² показана на рисунке 2.

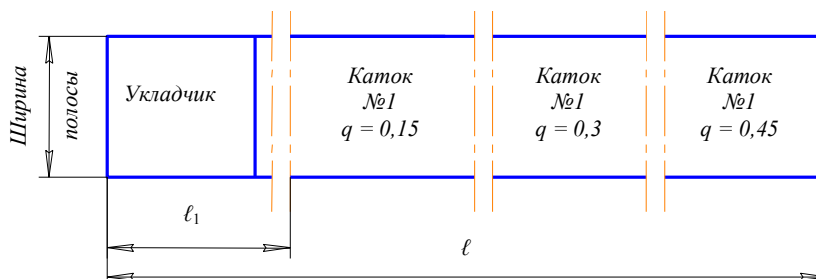


Рисунок 2 – Примерная схема уплотнения асфальтобетонной смеси

По известному времени на укатку асфальтобетонной смеси и известной производительности укладчика в т/час можно определить путь, пройденный укладчиком (ℓ) за указанное время. Длина участка, укатываемого тремя типами катков, равна $\ell - \ell_1$, где ℓ_1 – длина укладчика и полосы между укладчиком и катком № 1. Каток № 1 следует за укладчиком на расстоянии 5÷6 м. Именно этот каток работает в самом благоприятном температурном режиме уплотнения смеси. Но для правильного использования этого режима каток не должен быть очень тяжелым, чтобы не переуплотнить смесь, и не должен быть очень легким, чтобы не недоуплотнить укатываемую смесь. Катками традиционной конструкции выполнить это условие очень трудно, и чаще всего его выполнения добиваются пригрузом или катками разных типоразмеров. В данном случае используются катки трех типоразмеров. Применение же катка с изменяемым радиусом вальца в зоне контакта с уплотняемым материалом позволяет выполнять операцию укатки одним катком или катками одного типоразмера, регулируя изменением радиуса вальца контактное давление катков на уплотняемый материал.

Чем выше нагрузка катка, тем плотнее и прочнее должен быть материал. У катка с большим радиусом вальца в зоне контакта с уплотняемым материалом и небольшим контактным давлением есть возможность бездефектно начать укатку более горячей и пластичной смеси, уложенной в покрытие более тонким слоем и с незначительной начальной плотностью. Этот же каток, видоизменив радиус вальца и сделав его меньше в зоне контакта с уплотняемым материалом, способен более продуктивно начать свою работу на более прочных смесях, укладываемых в покрытие более толстыми слоями и с более высокой плотностью после укладчика.

Уплотняющее давление на материал является результатом усилия, передаваемого вертикально вниз на грунт за счет массы всего уплотняющего механизма. Такое усилие должно быть достаточно большим для того, чтобы преодолеть внутреннее сопротивление грунта, возникающее из-за сцепления между частицами грунта, и таким образом снизить содержание воздушных пустот, более плотно сдвинув частицы материала между собой, то есть увеличив плотность грунта. Следует помнить, что массу катка необходимо точно контролировать, чтобы не превысить несущую способность уплотняемого материала, так как слишком большое давление на грунт может привести к разрушению материала.

Выдержать подобные требования к производству работ в состоянии не каждая дорожная организация. Многие из них не имеют в своем парке достаточного количества катков различных типоразмеров. Дорожный подрядчик фактически вынужден чуть ли не одним и тем же имеющимся у него катком вести уплотнение тонкого (2-3 см), среднего (5-7 см) и толстого (10-12 см) слоя асфальтобетона. Анализ же и расчеты, основанные на учете прочностных и деформативных свойств горячей смеси и других особенностей взаимодействия статического и вибрационного вальца с уплотняемой поверхностью таких слоев, показывают, что виброкаток, например с вальцами 1680x1200 мм (ширина x диаметр), при укатке мелкозернистого щебенчатого асфальтобетона должен иметь вес в первом случае около 6,5-7,0, во втором – 8,5 и в третьем – 10,5 т. При этом скорость укатки должна быть минимальной на тонком слое, а на толстом – максимально возможной [8].

Если к этому добавить различие в стартовой плотности горячей смеси после укладчика (коэффициент уплотнения от 0,83÷0,86 до 0,95÷0,97), в составах и типах смесей по гранулометрии (более пластичные – песчаные и малощебенистые, более прочные и жесткие – многощебенистые), в вязкости используемых битумов, в том числе модифицированных полимерами, прочности и жесткости нижележащих оснований, в технологических стадиях уплотнения (предварительная, основная, заключительная) и погодных условиях ведения работ (весна, лето, осень), то становится совершенно очевидной невозможность обеспечить одним-двумя наличными статическими или вибрационными катками выполнение такого многообразия практических видов и условий работ без широкого регулирования уплотняющих воздействий. Не приобретать же дорожнику на каждый случай отдельный каток. Использование же катков с изменяемым радиусом вальца в зоне контакта с уплотняемым материалом позволяет в основном решить все перечисленные проблемы меньшим количеством катков, так как эти катки способны выполнять работу как легкого катка, так и тяжелого.

Применение катков с изменяемой геометрией вальца позволяет сократить номенклатуру катков для уплотнения асфальтобетона, а следовательно, и время на перебазировку различных катков, их транспортирование и т.д.

Для расчета показателя уплотнения рассмотрим наиболее распространенную схему уплотнения дорожного покрытия. Каждый участок укатывается полосами с определенным перекрытием при последующем ходе катка. Если перекрывать каждую последующую полосу на величину, большую половины ширины вальца, то каждая полоса, кроме крайней, будет уплотняться приблизительно одинаковым числом проходов (двойных – вперед и назад). На рисунке 3 показана схема укатки участка с общей шириной b , при этом полосы укатки имеют перекрытие больше 0,5 L .

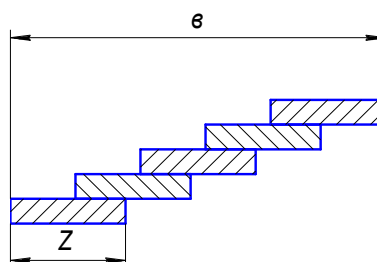


Рисунок 3 – Схема уплотнения участка с общей шириной b

Если задаться скоростью катка $V=3$ км/час = 50 м/мин, то при общем числе полос, со-

гласно рисунку 3, равном v , и длине первого участка, равной 20 м, для однократной укатки (ход катка туда и обратно) потребуется $\frac{2 \cdot 6 \cdot 20}{50} = 4,8$ мин. За это время каждый валец катка укатывает полосу один раз и число проходов, не учитывая крайнего, $n = 4$.

В формуле (2) учтено влияние рабочей скорости катка V (км/час) и толщина уплотняемого слоя h (см) на показатель степени уплотнения в виде коэффициента $\left(\frac{h}{V}\right)^{0,4}$.

Этот коэффициент показывает, что влияние толщины слоя невелико. Однако не следует забывать, что толщина слоя влияет на напряжение среза, на охлаждение слоя и, следовательно, на коэффициенты пластичности $\tau_{св}$ и η_m .

При определенной часовой производительности скорость укладчика обратно пропорциональна толщине слоя. Соответственно увеличивается время и число ходов катка до заданного уплотнения слоя. Следует отметить, что и скорость катка влияет на уплотнение более существенно, чем это показывает формула (2). Скорость влияет на число ходов катка.

Однако уложить асфальтобетон одной полосой удастся не всегда и иногда приходится укладывать асфальт встык холодного шва уложенного ранее покрытия. Поэтому существует и другая схема укатки горячего асфальтобетона на стыке холодного шва специально выделенным катком (рис. 4), перекрывающая холодную полосу до 60-80 мм [8]. При применении этой схемы дополнительно нужно учитывать число проходов и время работы дополнительного катка.

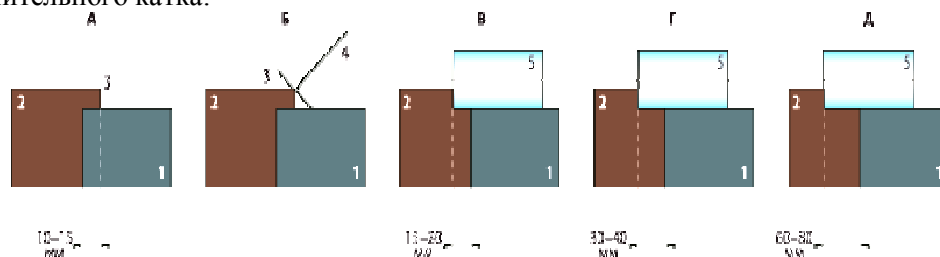


Рисунок 4 – Технологическая схема уплотнения горячего асфальтобетона на стыке холодного шва специально выделенным катком: А, Б, ... Д – последовательность выполнения операции укатки шва: 1 – холодный слой смеси; 2 – горячий слой смеси; 3 – нахлест горячей смеси поверх холодной; 4 – ручная подбивка нахлеста; 5 – гладкий валец самоходного катка.

Порядок расчета показателя уплотнения P_f можно выразить схемой, показанной на рисунке 5 – выбор и расчет графика охлаждения слоя асфальтобетонной смеси, выбор системы катков и схемы уплотнения этими катками, определение средней температуры слоя и определение потребного числа ходов катков и, наконец, расчет показателя уплотнения.

При применении катков с изменяемой геометрией вальца выбор системы катков как бы исключается, так как большинство работ можно выполнить одним типоразмером катков, генерирующим, в зависимости от температуры асфальтобетона, различное контактное давление вальца на материал.

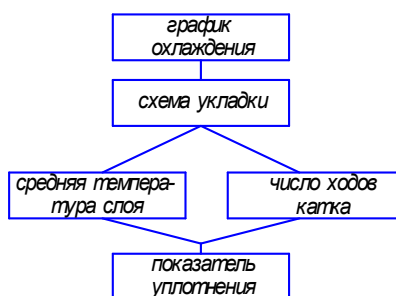


Рисунок 5 – Схема к расчету показателя уплотнения P_f

Как уже указывалось, минимальное значение показателя уплотнения должно быть больше $> 6 \cdot 10^{-5}$ кг/см \cdot с, что соответствует приблизительно $K_y = 0,985 \div 0,99$.

В таблице представлены результаты расчета [1; 2] предельных температур для асфальтобетона В-80, состав которого: 53 % – мелкий щебень (плотность 2,7); 32 % – искусственно добавленная мелочь из камня (плотность 2,75) или песок натуральный; 8,5 % – минеральный порошок (плотность 2,7) и 6,5 % – битум В-80; пустоты смеси HRE = 35 %, при разных значениях характеристик вальца Р.

Предельные температуры рассчитаны для двух типов состава смеси: 1) натуральный песок; 2) песок, полученный искусственным дроблением из камня.

Предельные температуры уплотнения

Характеристика вальца Р, кг/см ²	Предельная температура, °С	
	Натуральный песок	Мелочь, добавленная из камня
0,16	77	82
0,25	69	74
0,40	60	65

Из таблицы следует, что использование натурального песка предпочтительнее, так как позволяет уплотнять асфальтобетон при более низких предельных температурах уплотнения.

Приведенные данные и результаты анализов показывают, что дорожные катки для уплотнения асфальтобетонных смесей, в том числе наиболее прогрессивные модели, еще не в достаточной мере соответствуют потребностям дорожной практики. Но у них есть потенциальные возможности и пути для функционального и технологического совершенствования, и в первую очередь за счет «умного» регулирования уплотняющих силовых воздействий и создания более универсальных образцов, например катков с вальцами, способными менять радиус кривизны обечайки для достижения различных показателей уплотнения в процессе укатки.

Список литературы

1. Дудкин М.В. Обоснование характеристики уплотнения дорожного покрытия и параметров вальца статического катка // Вестник ВКГТУ. – 2007. – № 1. – Усть-Каменогорск, 2007.
2. Обоснование и исследование конструкции ведущего вальца самоходного катка с переменной кривизной в зоне уплотнения: Отчет о НИР/ МАДИ: Рук. темы Г.С. Маслов – Тема К 250187 (785). – М., 1988. – 89 с.

3. Захаренко А.В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов уплотнения катками грунтов и асфальтобетонных смесей: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.04. – Омск: СибАДИ, 2005. – 320 с.
4. Марышев В.С. Вибрационные катки для уплотнения грунтов / В.С. Марышев, Ю.М. Львович // Строительная техника и технологии. – 2004. – № 2(30).
5. Марышев В.С. Катки для уплотнения асфальтобетонных смесей // Оборудование: рынок, предложение, цены. – 2001. – № 6 (54).
6. Марышев В.С. Чем уплотнить асфальт? Номенклатура катков для уплотнения асфальтобетонной смеси / В.С. Марышев, О.В. Гопин // Строительная техника и технологии. – 2004. – № 5. – С. 34-37.
7. Drs. W. Nijboer. Plastiety es a factor in the design of dense bituminous earpets Elsevier Publishing Comp. Tnc. New-York – Amsterdam – London – Brussels. 1988.
8. Костельов М.П. Влияние некоторых составляющих асфальтобетонной технологии на долговременную ровность дорожных покрытий / М.П. Костельов, Ян Хаккерт (Jan Hakert), Ю.П. Долгилевич // Дорожная техника – 2005: Каталог-справочник. – 2005. – 12 с.

Получено 21.04.08

УДК 621.928.24

О.А. Коробова, А.В. Вавилов, Д. Елемес
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОЩНОСТИ ГРОХОЧЕНИЯ НЕРУДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В современной строительной индустрии и других производственных отраслях одним из основных вопросов при производстве сыпучих материалов является вопрос улучшения процесса сортировки (грохочения). В Восточно-Казахстанском государственном техническом университете им. Д. Серикбаева с 1998 года ведутся работы по созданию новых поверхностей грохочения и методов сортировки сыпучих материалов. Одним из направлений этой работы является разработка теории грохочения, основанной на исследовании взаимодействия частиц материала на сите, с учетом основных характеристик сыпучего материала. Одной из составляющих работы является определение зависимостей количества материала на поверхности просеивания и объема его подачи, от основных технологических параметров, то есть амплитуды и частоты колебаний сита. А также определение мощности, затрачиваемой на движение материала по сити сортирующего агрегата.

С целью получения достоверных экспериментальных результатов и последующего создания инженерной методики расчета некоторых основных параметров сортирующего агрегата авторами было проведено теоретическое обоснование параметров передвижения материала по сити сортирующей машины в первом приближении. К данным параметрам относятся: ускорение и скорость частиц материала, а также мощность, затрачиваемая на процесс грохочения.

Рассмотрим поведение частицы средней округлой формы на сите грохота и силы, действующие на нее. Расчетная схема приведена на рис. 1.

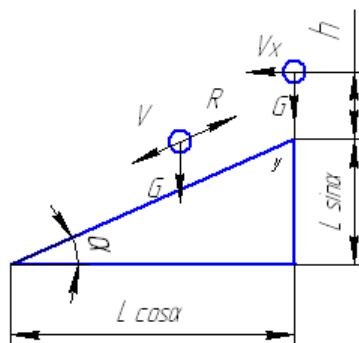


Рисунок 1 – Схема для определения параметров частицы на сите сортирующей машины

Сила сопротивления передвижению камня от соударения в любом направлении определяется по формуле

$$R = Z \cdot F_{y\partial}, \quad (1)$$

где $F_{y\partial}$ – сила соударения частиц материала;

Z – количество ударов частицы о частицу за элементарный промежуток времени. Понятие элементарного промежутка времени приводится в [2].

Сила соударения частиц материала $F_{y\partial}$ равна:

$$F_{y\partial} = n \cdot S \cdot g^2 \cdot m_{cp} \cdot g, \quad (2)$$

где n – концентрация материала в единице объема;

S – площадь частицы;

g – скорость движения частицы;

m_{cp} – средняя масса частицы относительно всего материала, находящегося на сите;

g – ускорение свободного падения.

Концентрация материала в единице объема определяется по формуле

$$n = \frac{N_k}{V}, \quad (3)$$

где N_k – среднее количество частиц, находящихся на сите;

V – объем материала, находящегося на сите, предварительно определяется по зависимостям, предложенным в [4].

Площадь частицы определяется по формуле

$$S = \pi \cdot r_{cp}^2, \quad (4)$$

где r_{cp} – средний радиус частицы относительно всего материала, находящегося на сите.

Количество ударов частицы о частицу определяется по формуле

$$Z = \frac{1}{2} \cdot n \cdot S \cdot g \cdot \Delta t, \quad (5)$$

где Δt – время необходимое для провозждения частицы.

В формулу (2) подставим (3), (4), получим:

$$F_{y\partial} = \frac{N_k}{V} \cdot \pi \cdot r_{cp}^2 \cdot g^2 \cdot m_{cp} \cdot g. \quad (6)$$

В формулу (1) подставим (5), (6), получим:

$$R = \frac{N_k^2}{2V^2} \cdot \pi^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g^3 \cdot m_{cp} \cdot g \cdot \Delta t. \quad (7)$$

Векторное уравнение действия сил на частицу:

$$m \cdot \bar{a} = \bar{R} + \bar{G}, \quad (8)$$

где G – вес частицы.

Рассмотрим действия сил в горизонтальной плоскости относительно оси x :

$$m \cdot a_x = -R \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

где α – угол наклона сита к горизонту.

В ходе преобразований и упрощений получим:

$$a_x = -\frac{N_k^2}{2V^2} \cdot \pi^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g_x^3 \cdot g \cdot t \cdot \cos \alpha. \quad (10)$$

Зная, что $a_x = \frac{d g_x}{dt}$, проинтегрировав, получим:

$$g_x = \sqrt{\frac{2}{g \cdot \cos \alpha}} \cdot \frac{V}{\pi \cdot N_k \cdot r_{cp}^2 \cdot t}. \quad (11)$$

Рассмотрим действие сил в вертикальной плоскости относительно оси y :

$$m \cdot a_y = R \cdot \sin \alpha - G. \quad (12)$$

В ходе преобразований и упрощений получим:

$$a_y = \frac{N_k^2}{2V^2} \cdot \pi^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g_y^3 \cdot g \cdot t \cdot \sin \alpha - g. \quad (13)$$

Зная, что $a_y = \frac{d g_y}{dt}$, проинтегрировав, получим:

$$\sqrt{g_y} = -\frac{2 \cdot V^2}{\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g \cdot t \cdot \sin \alpha} + \frac{2}{g \cdot t}. \quad (14)$$

Ускорение частицы:

$$a = \frac{\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g^2 \cdot t \cdot g^3 \cdot (\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g^3 \cdot t - 4 \cdot \sin \alpha \cdot V^2)}{4 \cdot V^4} + g^2. \quad (15)$$

Скорость движения частицы:

$$g = \frac{4 \cdot V^2 \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha)}{\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot g \cdot t^2 \cdot \sin 2\alpha} + \frac{2}{g \cdot t}. \quad (16)$$

Мощность, затрачиваемая на передвижение материала по сити сортирующей машины:

$$N = \frac{4 \cdot m_{cp} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha)}{t \cdot \sin 2\alpha} + \frac{\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot m_{cp}}{V^2}. \quad (17)$$

Таким образом, предложенная методика в первом приближении позволяет определить среднюю скорость частиц материала, их ускорение, а также мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления движению частицы по сити, что дает возможность для дальнейшей разработки теории взаимодействия массива частиц сыпучего материала на сите

грохота.

Список литературы

1. Бауман В.А и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1975. – 351 с.
2. Вавилов А.В. Определение основных параметров работы спирального грохота / А.В. Вавилов, Н.В. Хон // Вестник ВКГТУ. – 2000. – № 3. – Усть-Каменогорск, 2000. – С. 56–61.
3. Кабалкин В.А. Машины для сортировки каменных материалов (грохоты). – Саратов: Изд-во ун-та, 1981. – 96 с.
4. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. – 144 с.

Получено 14.05.08

УДК 621.928.24

О.А. Коробова, А.В. Вавилов, Д. Елемес
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

УСЛОВИЯ ДЛЯ НАПИСАНИЯ ТЕОРИИ ГРОХОЧЕНИЯ НЕРУДНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ГРОХОТАХ

Процессы сепарации материалов требуют совершенствования из-за их высокой энергоемкости, износа оборудования. Восточно-Казахстанским государственным техническим университетом им. Д. Серикбаева с 1998 года ведутся работы по созданию новых поверхностей грохочения и методов сортировки сыпучих материалов. Одним из направлений этой работы является совершенствование технических моделей процессов грохочения, основанных на описании взаимодействия частиц материала на сите, с учетом его основных геологических характеристик как сыпучей среды.

Для описания поведения отдельной частицы средней округлой формы определим основные действующие на нее силы.

Соппротивление передвижению камня от соударения можно определить как:

$$R = Z \cdot F_{y\partial} = \frac{N_k^2}{2V^2} \cdot \pi^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot \vartheta^3 \cdot m_{cp} \cdot g \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где $F_{y\partial}$ – сила соударения частиц;

Z – количество ударов частицы о частицу;

N_k – среднее количество частиц, находящихся на сите;

V – объем материала, находящегося на сите;

r_{cp} – средний радиус частицы относительно всего материала, находящегося на сите;

ϑ – скорость движения частицы;

m_{cp} – средняя масса частицы относительно всего материала, находящегося на сите;

g – ускорение свободного падения;

Δt – время, необходимое для прохождения частицы.

Мощность, затрачиваемая на передвижение материала по поверхности сита, равна

$$N = R \cdot \vartheta = \frac{4 \cdot m_{cp} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha)}{t \cdot \sin 2\alpha} + \frac{\pi^2 \cdot N_k^2 \cdot r_{cp}^4 \cdot m_{cp}}{V^2}. \quad (2)$$

Таким образом, предложенная методика в первом приближении, дает основные начальные уравнения для более детального описания характера взаимодействия массива сыпучего материала с поверхностью сита.

Для исследования закономерностей грохочения материал рассматривается как много-массовая упруговязкопластичная модель, включающая пять монослоев, что позволяет исследовать движение потока материала, созданная на основе разработок проф. Гончаревича.

Дифференциальные уравнения движения многомассовой упруговязкопластичной модели слоя материала имеют различный вид в зависимости от взаимного положения монослоев материала [1]. В общем случае возможно 16 различных положений монослоев груза относительно друг друга.

При этом в качестве исходных параметров принимаются следующие:

C_{ij} , K_{ij} – коэффициенты, эквивалентные сопротивлению перемещения частицы в направлении осей Y и X , пропорциональные абсолютной скорости его движения, зависящие от контакта слоев и не зависящие от контакта слоев, соответственно;

x' , y' – проекции перемещения частицы на оси неподвижной системы координат;

m_i – масса материала в i -м монослое:

$$m_i = \left(1 - \frac{b^2 \left(1 - \frac{d}{b} \right)^2}{(b + a_1)^2} \right) \frac{\ell \cdot \pi \cdot Q \cdot \gamma \cdot (2 - C_H \cdot E)}{1,48 \cdot (A \cdot \omega - 0,23)}, \quad (3)$$

где b – размер квадратного отверстия, мм;

a_1 – толщина проволок сита, мм;

d – размер зерна, мм;

ℓ – длина сита, м;

Q – секундная производительность, м³/с;

γ – плотность сортируемого материала, кг/м³;

ω – угловая скорость вращения эксцентрикового вала, м/с²;

C_H – содержание нижнего класса в исходном материале, %;

E – эффективность грохочения, %.

Данная работа основана на нахождении оптимального объема, находящегося на поверхности сита, чтобы создавалось максимальное прохождение частиц нижнего класса, а также минимальная засоренность верхнего класса, следовательно, оптимальный расход энергии на процесс грохочения в целом.

Положение № 1 – все монослои в контакте друг с другом и с ситом в направлении оси y :

$$\begin{aligned} -m_1 \cdot \ddot{y} - m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_1 \cdot y_1 - c_1 \cdot \dot{y}_1 - c_{12} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_{12} \cdot (y_1 - y_2) &= m_1 \cdot \ddot{y}_1 \\ -m_2 \cdot \ddot{y} - m_2 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_{12} \cdot (y_2 - y_1) - c_{12} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{23} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - k_{23} \cdot (y_2 - y_3) &= m_2 \cdot \ddot{y}_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Последующие уравнения для $y_3 \dots y_5$ аналогичны.

Решение уравнения (5) представляется в следующих видах:

$$y_1 = -g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{k_{54} \cdot (m_2 + m_1 + m_4 + m_3) + k_{45} \cdot m_5}{k_{54} \cdot k_1}. \quad (5)$$

Последующие определения дают значения $y_2 \dots y_5$.

Получены основные системы уравнений закона движения монослоев материала в зависимости от их взаимного расположения, их контакта с ситом и между собой, с учетом неравномерного распределения материала по длине сита. Дальнейшая работа сводится к систематизации этих уравнений в единый закон движения материала по поверхности сита, который позволит создать общую теорию грохочения.

Получены виртуальные данные основных параметров работы виброгрохота.

Выявлено, что для достижения максимального грохочения:

- с увеличением частоты колебаний и амплитуды колебаний короба отрыв материала и быстрота перемешивания увеличивается, а также ее прохождение до бункера по ситы снижает количество и массу материала на сите (рис. 1);
- скорости частиц имеют большее значение при частоте колебаний короба $f = 15 \dots 25$ кол/с (рис. 2);
- силы сопротивления при увеличении частоты колебаний минимизируются (рис. 2);
- при изменении угла наклона от $\alpha = 2^\circ$ до 35° получены следующие выводы: при увеличении угла наклона сита от 14° до 35° концентрация, скорость и мощность имеют более установившийся характер, в отличие от значений при углах от 2° до 12° ; выявлена зависимость потребляемой мощности от конструктивно-технологических параметров виброгрохота (рис. 3).

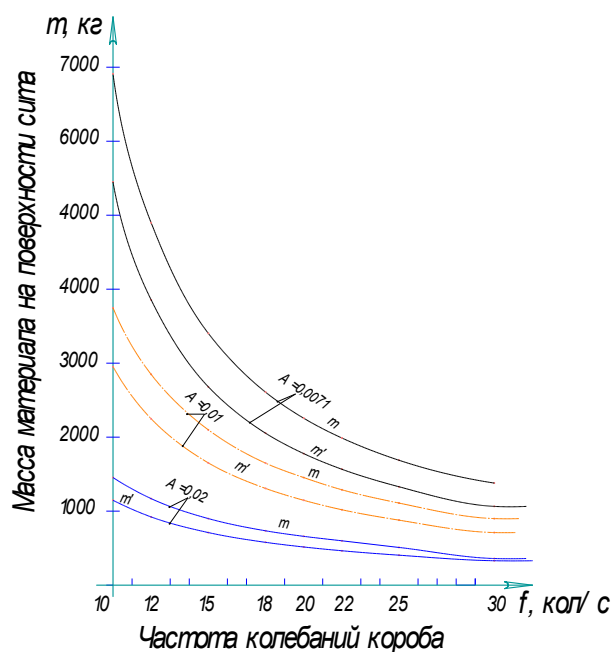


Рисунок 1 – График зависимости сил сопротивления от концентрации на поверхности сита

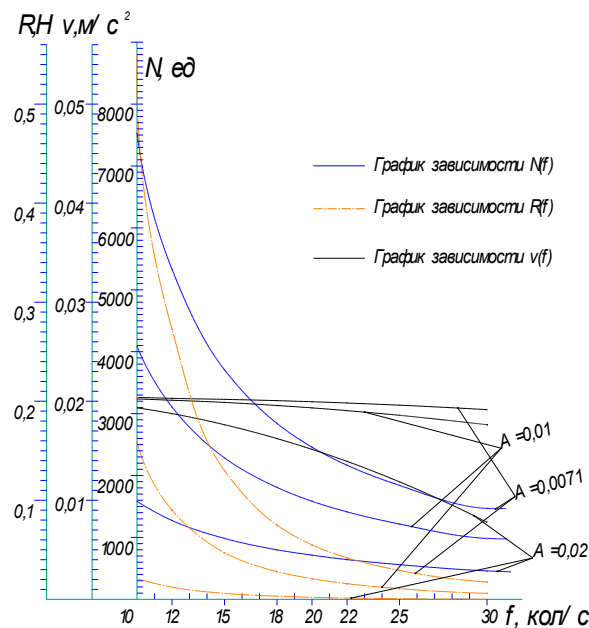


Рисунок 2 – График изменения массы на поверхности сита от частоты колебаний короба

Таким образом, учитывая все вышеизложенное можно сделать следующий вывод: в данной работе получены теоретические зависимости, объясняющие связь общих технологических параметров виброгрохота и технологических параметров сыпучего материала, что позволяет в дальнейшем разработать общую концепцию теории грохочения, основываясь на анализе матрицы расположения зерен на поверхности сита.

Список литературы

1. Кабалкин В.А. Машины для сортировки каменных материалов (грохоты). – Саратов: Изд-во ун-та., 1981. – 96 с.
2. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. – 144 с.
3. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования. – М.: Наука, 1972. – 244 с.
4. Вавилов А.В. Определение основных параметров работы спирального грохота / А.В. Вавилов, Н.В. Хон // Вестник ВКГТУ. 2000. – № 3. – Усть-Каменогорск, 2000. – С. 56-61.

Получено 14.05.08

60

жас
лет

КУТТЫКТАЙМЫЗ!
ПОЗДРАВЛЯЕМ!



ЗДОРОВЬЯ, СЧАСТЬЯ, УСПЕХОВ, ДОРОГОЙ ЮБИЛАР!

МЕРЕЙТОЙ ИЕСІНЕ МЫКТЫ ДЕНСАУЛЫК, ТАУСЫЛМАС БАКЫТ,
ТВОРЧЕСТВОЛЫК ТАҒЫС ТІЛЕЙМІЗ!



ЖУМАНАЗАР

САГАЛАДИНА АЮПУЛЫ,

кандидата экономических наук, доцента
кафедры экономической теории и рынка



УДК 656.13.05

А.А. Макенов, Д.М. Кумарбеков

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР МЕРОПРИЯТИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ
БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГОРОДАХ**

В последние годы обеспечение безопасности дорожного движения стало крупной социальной проблемой. По мере того, как автомобилизация охватывает все более широкие сферы человеческой и общественной деятельности страны, возрастают и требования, которые предъявляются к организации дорожного движения. С ростом численности парка автотранспортных средств Республики Казахстан увеличивается и количество ДТП, особенно в городах. При этом такое положение усугубляется ограниченными возможностями улично-дорожных сетей, пропускная способность которых во многих городах давно уже не в состоянии обслуживать имеющиеся на сегодняшний день транспортные потоки.

В современных условиях дорожное движение отличается существенными количественными и качественными изменениями, которые нельзя не учитывать при анализе актуальности проблемы и направлений повышения его безопасности. Эти изменения заключаются в том, что по мере увеличения количества транспортных средств уменьшаются свойст-

ва, характерные для одиночного движения, одновременно с этим возникают и преобладают новые свойства, которые связаны с воздействием множества транспортных средств. Эти тенденции приводят к тому, что конструктивные и эксплуатационные недостатки транспортных средств и дорожных сооружений, недостатки в организации дорожного движения, а также в подготовке и воспитании участников дорожного движения, в конечном счете, оказывают значительное влияние на безопасность дорожного движения [1].

Изменение характера дорожного движения от одиночного движения в направлении преобладания транспортных потоков требует соответствующего изменения подхода к методам обеспечения безопасности дорожного движения. При этом фундаментальное методологическое значение имеет концепция системного подхода. В соответствии с этим подход к решению проблемы основывается на представлении процесса дорожного движения в виде сложной системы «водитель – автомобиль – дорога – среда движения» (ВАДС), элементы которой динамически связаны между собой и, в свою очередь, состоят из множества подсистем, имеющих свои внутренние связи и взаимодействия. Естественно, что такая, чрезвычайно сложная система обуславливает возможность нарушений ее нормального функционирования из-за субъективных и объективных факторов, которые способствуют возникновению опасных ситуаций или, в конечном счете, ДТП.

Для решения проблемы обеспечения безопасности дорожного движения необходим комплексный подход, который основан на детальном анализе многих факторов, влияющих на состояние аварийности. Поэтому основная стратегия решения данной проблемы заключается в познании законов функционирования сложной системы дорожного движения, которые должны стать теоретической базой для разработки и формирования комплекса основных мероприятий, как для городской территории в целом, так и для отдельных очагов ДТП. При этом оценка эффективности сформированных комплексов мероприятий должна осуществляться исходя из принципа полноты устранения причин возникновения негативных состояний в системе «водитель – автомобиль – дорога – среда» с учетом специфики практических задач управления в рассматриваемой территориальной единице и ограниченности финансовых и других ресурсов на осуществление всех видов деятельности в рамках региональной программы.

Нами при формировании комплекса основных мероприятий предлагается совместно использовать методику по выбору перспективных направлений повышения безопасности дорожного движения [1] и методику по формированию комплекса мероприятий для внедрения в локальных очагах ДТП [2]. Это позволяет провести последовательный анализ и осуществить последующее формирование комплекса мероприятий для городской территории и локальных очагов ДТП.

Для упрощения процесса расчета и последующей обработки данных эти методики нами были реализованы в виде программного продукта, который включает также в себя блоки по учету и обработке данных ДТП (рис. 1).

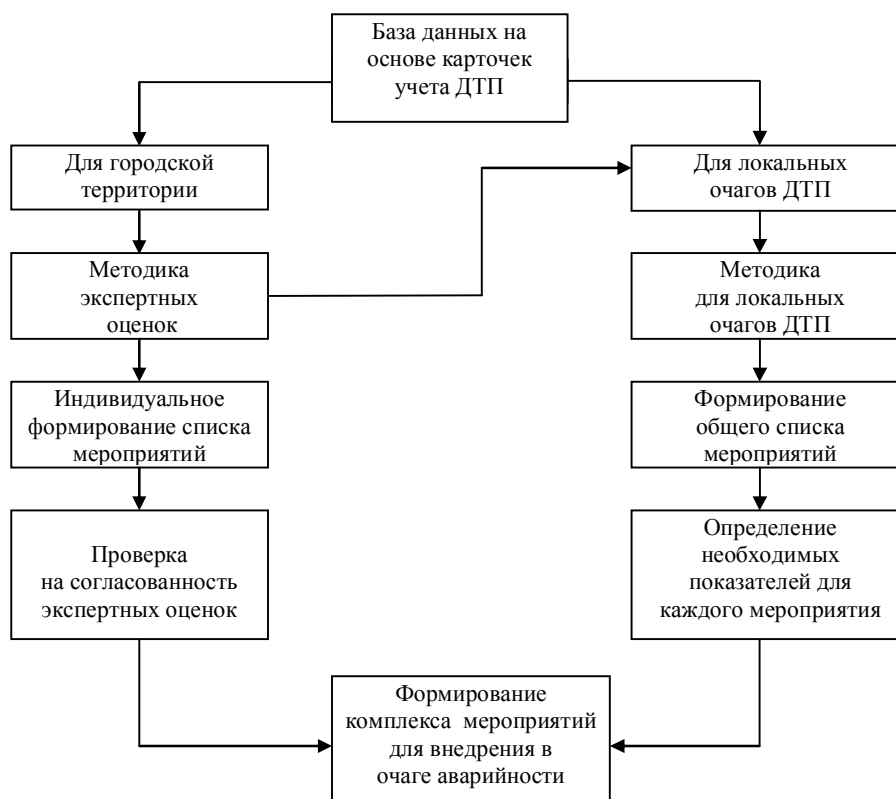


Рисунок 1 – Структурная схема программного продукта

Разработка автоматизированной методики формирования комплекса мероприятий по обеспечению безопасности дорожного движения включает следующие задачи:

- автоматизация учета ДТП на основе карточек учета;
- учет экспертов и их оценочных данных на основе карточек экспертов и их оценочных листов;
- статистическая обработка накопленных данных;
- автоматизация выбора перспективных направлений в области безопасности дорожного движения;
- автоматизация выбора и прогноза влияния мероприятий в очаге ДТП.

Рассмотрим более подробно каждую из вышеназванных методик.

Для определения системы целей повышения безопасности дорожного движения применяется метод «дерева» целей, который позволяет получить наиболее полную картину об относительной важности целей повышения безопасности дорожного движения и необходимых для их достижения средствах, а также их взаимосвязи и иерархической структуре. Метод «дерева» целей особенно широко применяется при реализации принципа целевого подхода.

Система целей повышения безопасности дорожного движения состоит из структурной части, представляющей иерархию и внутреннюю взаимосвязь множества целей, и из системы коэффициентов относительной важности (весовых коэффициентов этих целей). Она строится уровень за уровнем так, чтобы мероприятия последующего уровня могли обес-

печить задачи предыдущего (рис. 2). При этом возникает необходимость определения относительной важности входящих в систему целей элементов.

Расчет коэффициентов относительной важности, входящих в систему целей повышения безопасности дорожного движения, начинается с высшего уровня (уровень 1). Дойдя до низшего уровня системы целей, можно решить поставленную задачу разработки методики определения направлений повышения безопасности дорожного движения.

Определение коэффициентов, как показывает опыт, более широко и успешно осуществляется путем экспертных оценок. Необходимость применения экспертных оценок в определении важности различных целей связана с отсутствием необходимых специфических сведений в количественно определенной форме.

Переходя к рассмотрению методики по определению списка мероприятий для конкретных локальных очагов ДТП, нужно заметить, что она является более приемлемой. Основными преимуществами данного метода являются возможность более тщательного анализа и формирования мероприятий с учетом специфики исследуемого объекта.

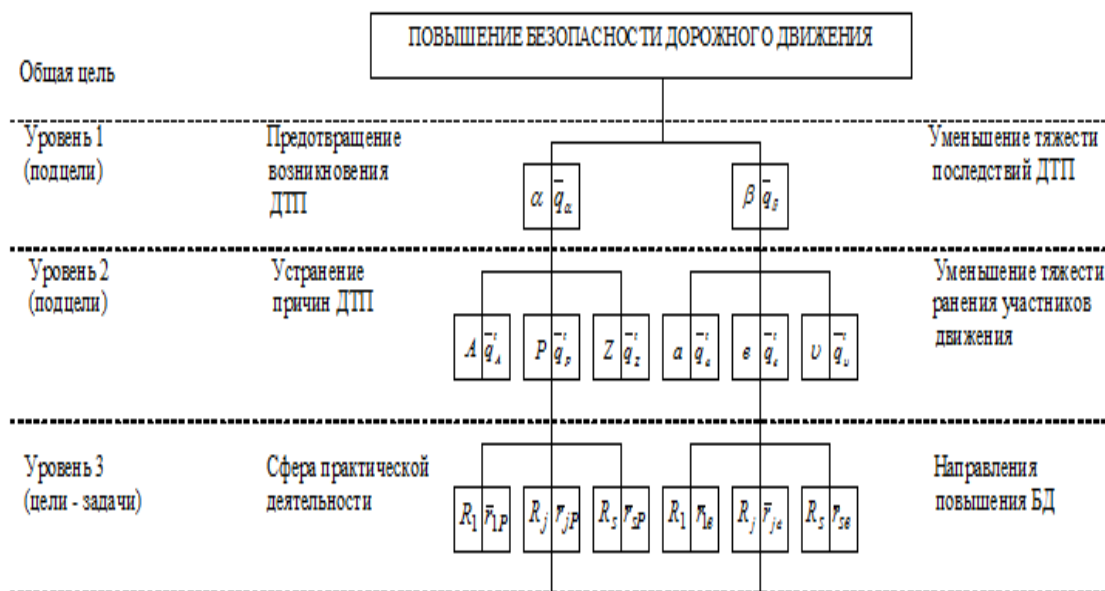


Рисунок 2 – Система целей повышения безопасности дорожного движения

Анализ условий возникновения ДТП в локальном очаге начинается с изучения данных карточек и журнала учета ДТП. Далее составляется план локального очага, на котором наносится условное изображение схемы ДТП с привязкой к месту их совершения. После этого проводится исследование очага ДТП, целью которого является количественная оценка частоты возникновения выявленных ранее конфликтных схем ДТП в условиях существующей организации движения, а также выявление тех конфликтных ситуаций, которые имеют место в очаге ДТП, но не реализовались в происшествия. При этом методом проведения исследования является натурное наблюдение.

После проведения анализа приступаем к процедуре выбора мероприятий по снижению аварийности на исследуемом объекте [2]. Основным критерием выбора того или иного

мероприятия является коэффициент снижения ущерба K_{ij} , смысл которого заключается в присвоении мероприятию соответствующего значения коэффициента возможного снижения ущерба K_{ij} в случае его внедрения в очаге (см. табл.).

Некоторые значения коэффициентов возможного снижения ущерба

Наименование мероприятия	Изменение коэффициентов устранения ущерба		
	min	max	середина интервала
1. Установить пешеходные направляющие ограждения	0,2	0,8	0,5
2. Перенести остановочный пункт маршрутного пассажирского транспорта	0,2	0,5	0,35
3. Разъединить остановочный пункт маршрутного пассажирского транспорта	0,2	0,5	0,35
4. Произвести уширение зоны остановочного пункта маршрутного пассажирского транспорта	0,2	0,5	0,35
5. Установить дополнительную секцию светофора	0,2	0,4	0,3
6. Увеличить длительность фазы для пропуска пешеходов	0,2	0,5	0,35
7. Установить новый светофорный объект	0,3	0,8	0,55
8. Пересмотреть цикл регулирования с привлечением технических средств нового поколения	0,3	0,8	0,55
9. Запретить левоповоротное движение на перекрестке	0,5	0,8	0,65
10. Улучшить освещение остановочного пункта маршрутного пассажирского транспорта	0,2	0,4	0,3
11. Расширить проезжую часть улицы (дороги)	0,3	0,8	0,55
12. Обеспечить ремаршрутизацию транспорта с целью уменьшения интенсивности дорожного движения на опасных магистралях	0,2	0,5	0,35
13. Построить подземный пешеходный переход	0,5	0,8	0,65
14. Построить окружную дорогу	0,2	0,5	0,35

Значение коэффициента K_{ij} определяется при помощи экспертных оценок и может иметь любую величину в интервале от 0 до 1 (большему значению соответствует более существенное снижение величины ущерба). При определении значения коэффициента K_{ij} эксперт может учитывать его ориентировочное значение, полученное в результате анализа практики применения наиболее распространенных мероприятий.

Далее определяются значения суммарной стоимости ущерба в результате ДТП по каждой схеме. После этого определяется стоимость возможной доли снижения ущерба в результате ввода каждого из мероприятий для каждой конфликтной схемы в отдельности.

Величина предполагаемого снижения ущерба от внедрения мероприятия U_{ij} определя-

ется по формуле:

$$U_{ij} = K_{ij} \cdot U_j, \quad (1)$$

где K_{ij} – коэффициент устранения ущерба;

U_j – значение суммарного ущерба по конфликтной схеме, тенге.

Далее определяется величина предполагаемого снижения ущерба при вводе каждого из планируемых мероприятий суммированием значений соответствующих величин предполагаемого снижения ущерба для каждой из схем, на которые оказывает влияние конкретное мероприятие.

Для каждого мероприятия определяется величина коэффициента экономической эффективности E_i по формуле

$$E_i = \frac{\sum_i U_{ij}}{C_i}, \quad (2)$$

где $\sum_i U_{ij}$ – суммарное значение величины предполагаемого снижения ущерба, тенге;

C_i – стоимость внедрения мероприятия, тенге.

Для каждого мероприятия определяется значение предполагаемого срока окупаемости затрат на внедрение T_{oki} по формуле

$$T_{oki} = \frac{1}{E_i}. \quad (3)$$

Заключительным этапом является формирование комплекса мероприятий для внедрения в очаге ДТП. Комплексом мероприятий называется совокупность мероприятий из общего списка возможных, которые рекомендуются для последующего внедрения с учетом существующих ограничений на финансирование. Все мероприятия, включенные в список, располагаются в порядке возрастания стоимости их внедрения, и им присваиваются соответствующие порядковые номера.

Формирование комплекса мероприятий осуществляется в следующем порядке:

– последовательным суммированием стоимости внедрения очередного мероприятия из общего списка проверяется условие выполнения неравенства вида:

$$\sum_{i=1}^n C_i \leq C_{огр}, \quad (4)$$

где C_i – стоимость внедрения i -го мероприятия, тенге;

$C_{огр}$ – суммарная стоимость ограничения (лимит финансирования для очага), тенге;

– в случае, когда m номер первого мероприятия, для которого $\sum_{i=1}^m C_i > C$, определяется

ся величина

$$\Delta C = C - \sum_{i=1}^m C_i. \quad (5)$$

– из списка мероприятий исключается то, для которого $C_i - \Delta C = \min$, (но неотрицательно).

Очередность внедрения мероприятий из сформированного комплекса в случае ограниченного финансирования определяется по значению коэффициента экономической эф-

фективности. Внедрению в первую очередь подлежат мероприятия, имеющие наибольшее значение коэффициента экономической эффективности E . При этом допускается изменение порядка внедрения мероприятий в зависимости от особенностей конкретного очага ДТП и местных условий.

Таким образом, рассмотренные методики по определению перспективных направлений и эффективных мероприятий по повышению безопасности дорожного движения позволяют на основе анализа причин ДТП и оценки эффективности отдельных мероприятий на ликвидацию отдельных причин ДТП дать прогностическую оценку эффективности любому комплексу мероприятий, то есть оценивать эффективность комплекса до внедрения его в рассматриваемом очаге ДТП. Комплексный подход к планированию мероприятий по безопасности дорожного движения также позволяет устранить субъективный фактор выбора основных причин ДТП, исключить случайность выбора места внедрения мероприятий. Это, кроме того, позволяет осуществить планирование и внедрение комплексов мероприятий с учетом различных видов ресурсов, включая наличие финансовых возможностей.

Список литературы

1. Нойман Г.Ю. Методические основы выбора перспективных направлений научных исследований в области безопасности дорожного движения: Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1980. – 205 с.
2. Сытник В.Н. Планирование и контроль эффективности мероприятий по обеспечению безопасности движения в городах: Учеб. пособие. – М.: МАДИ, 1989. – 54 с.

Получено 17.04.08

УДК 656.072:338.51

Е.А. Малыгина

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**РОЛЬ ГОСУДАРСТВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В СФЕРЕ
ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ МОЩНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ СИСТЕМ**

Изменения производственной мощности пассажирских систем относится к управленческим решениям по стратегиям развития городской инфраструктуры. При полностью дерегулированных рынках внутригородских перемещений субъектами, принимающими решения в этой сфере, являются предприятия-операторы городского пассажирского транспорта общественного пользования (ГПТОП). Эти решения основаны на балансе спроса и предложения и, следовательно, являются адаптивными к складывающемуся равновесному состоянию по критерию отраслевой эффективности ГПТОП. При участии государства в регулировании внутригородской подвижности критерием принятия таких решений является (или по крайней мере должна являться) эффективность общественная. Для условий, определенных законодательной базой Республики Казахстан, маршрутная сеть и расписания движения ГПТОП на ней устанавливается городским правительством, а следовательно, им же и фактически принимается решение о потребном количестве эксплуатационных единиц подвижного состава ГПТОП в

городе. Вместе с тем, при отсутствии государственной финансовой поддержки данный порядок, хотя и косвенно, также является адаптивным по отношению к балансу спроса и предложения. При избыточной производственной мощности себестоимость перевозки пассажира превышает доходную ставку, что делает невозможным получение положительной рентабельности. Маршруты, расположенные в местах невысокого спроса и с заложенным в расписание числом подвижных единиц выше необходимого для покрытия спроса, являются убыточными и их нельзя разместить на тендере среди предприятий-операторов. Учет данного обстоятельства вынуждает городское управление приспосабливать решения если не к оптимальной, то, по крайней мере, к положительной отраслевой эффективности предприятий-операторов. Это делает невозможным так называемые социальные перевозки в местах, где платежеспособный спрос населения недостаточен для покрытия издержек операторов.

Модельный анализ показывает, что оптимальные состояния производственной мощности ГПТОП по критериям отраслевой, социальной и общественной эффективности не совпадают.

Зависимость вероятностей выбора способа перемещения от количества эксплуатационных единиц ГПТОП приведено на рис. 1.

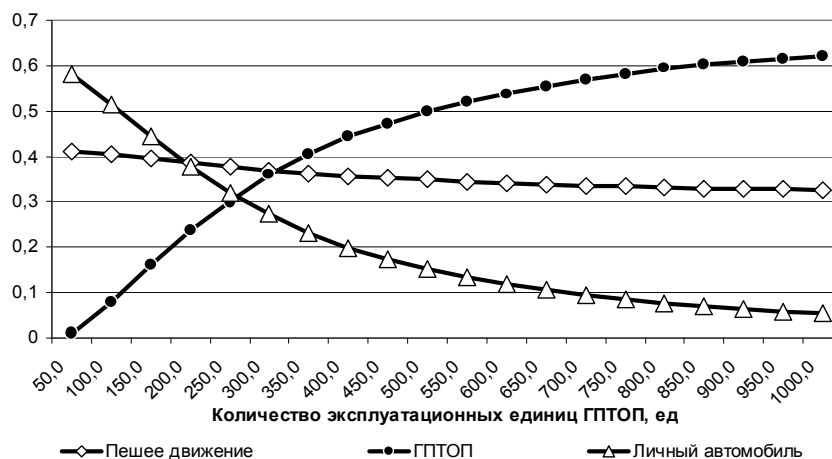


Рисунок 1 – Влияние Нпс на вероятность выбора способа перемещения

Вероятность выбора ГПТОП с ростом производственной мощности пассажирской системы увеличивается. При этом одновременно происходит снижение вероятностей выбора как пешего хождения, так и личного автомобиля.

В зависимости от сценария изменения числа эксплуатационных единиц ГПТОП вероятность его выбора ведет себя по-разному (рис. 2).

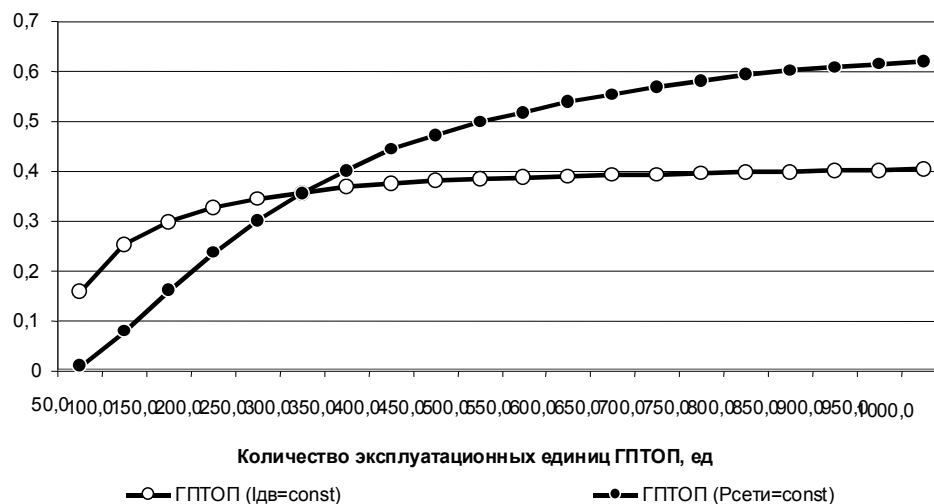


Рисунок 2 – Влияние Nпс на вероятность выбора ГПТОП

Если количество подвижного состава увеличивается на маршрутной сети постоянной длины, то вероятность выбора ГПТОП возрастает за счет сокращения интервалов движения. Уменьшение времени ожидания также ведет к стабильному возрастанию вероятности выбора ГПТОП. Если же с ростом числа подвижных единиц пропорционально увеличивается длина маршрутной сети (условие постоянного интервала), то повышение привлекательности ГПТОП происходит за счет улучшения пешеходной доступности. Рост плотности транспортной сети сокращает время пешего подхода (отхода) к остановочному пункту. При этом вероятность выбора ГПТОП растет вначале очень быстро, затем, при дальнейшем увеличении плотности сети, ее рост замедляется.

Таким образом, при редких сетях система сильнее реагирует на вариации плотности маршрутной сети, при плотных – на вариации интервала движения.

Однако рост производственной мощности ГПТОП сопровождается адекватным увеличением затрат за эксплуатацию пассажирской системы (рис. 3).

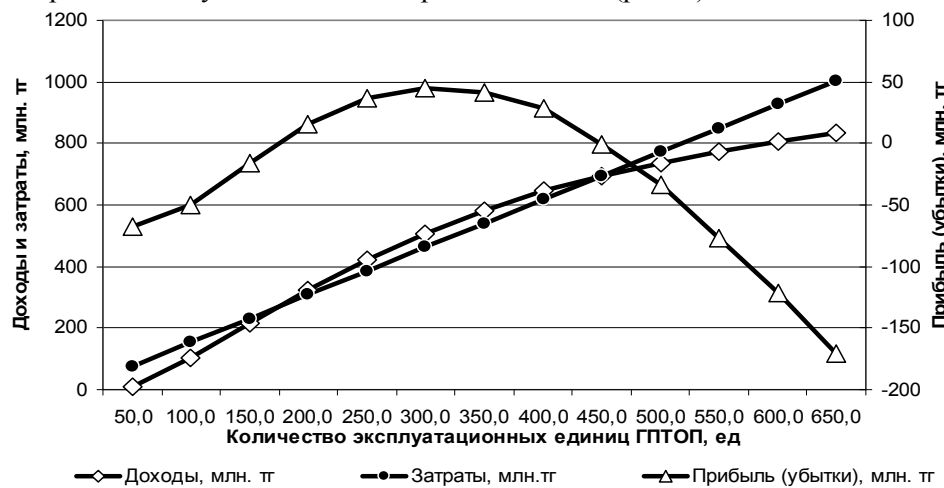


Рисунок 3 – Влияние Nпс на отраслевую эффективность ГПТОП

Доходы от перевозки пассажиров растут с замедлением, так как происходит насыщение рынка по предлагаемым провозным возможностям. Спрос на услуги ГПТОП не может быть бесконечным и ограничен общей подвижностью населения и вероятностью выбора ГПТОП. Затраты на эксплуатацию пассажирской системы прямо пропорциональны ее производственной мощности, так как для пассажирского транспорта она не может резервироваться в виде запасов. Это обуславливает начальное возрастание отраслевой эффективности (доходы увеличиваются быстрее затрат), а затем ее снижение. В области малых предложений транспортных услуг отраслевая эффективность низка из-за небольшого спроса населения (плохое качество по пешеходной доступности и интервалам движения), в области больших – в связи с высокими затратами на эксплуатацию пассажирской системы. Таким образом, существует оптимальная производственная мощность, при которой прибыль максимальна (или минимальны убытки). Для условий г. Усть-Каменогорска оптимальное количество автобусов по критерию отраслевой эффективности совпадает с существующим значением. Это совпадение не случайно и говорит о том, что в условиях отсутствия государственной поддержки система работает в равновесии, обеспечиваемом отраслевым интересом. Другими словами, на дерегулированных рынках целевым критерием является отраслевая эффективность предприятий-операторов ГПТОП. Городское правительство вынужденно примириться с этим фактом, если оно отстранилось от финансового регулирования внутригородских перемещений.

Зона положительных прибылей для условий г. Усть-Каменогорска находится в диапазоне 200-450 подвижных единиц ГПТОП. Вместе с тем, существование этой зоны совершенно не обязательно. В небольших городах с низкой плотностью населения при больших (или, наоборот, малых) душевых доходах населения эта зона отсутствует. То есть, ни при каких значениях производственной мощности положительная отраслевая эффективность ГПТОП невозможна. В этой ситуации деятельность ГПТОП на рынке внутригородских перемещений не может осуществляться без государственной поддержки.

Рыночное равновесие, поддерживаемое нерегулируемым балансом спроса и предложения на услуги ГПТОП, не обеспечивает «наилучшего» состояния системы по критерию общественной эффективности. Это обусловлено следующими причинами.

Стоимостная оценка затрачиваемого населением времени в перемещениях с ростом числа эксплуатационных единиц ГПТОП ведет себя по-разному, в зависимости от уровня душевых доходов населения города. При средних и больших душевых доходах любые мероприятия по увеличению привлекательности ГПТОП (в том числе и повышение производственной мощности) увеличивают затраты времени населения и их стоимостную оценку. Это связано с тем, что в этом случае переход пассажиров на ГПТОП происходит, в том числе, и за счет поездок на личных автомобилях. Таким образом, средняя скорость сообщения снижается и увеличиваются затраты времени населения. При малых душевых доходах (и связанных с этим малых уровнях личной автомобилизации), наоборот, с ростом числа подвижных единиц ГПТОП происходит увеличение средней скорости сообщения, так как дополнительные пассажиры в основном появляются из рядов пешеходов. Для условий г. Усть-Каменогорска (уровень автомобилизации 120 автомобилей/1000 жителей и высокий «барьерный» тариф ГПТОП для малооплачиваемой категории пешеходов) с ростом числа подвижных единиц ГПТОП суммарное время перемещений населения и его стоимостная оценка увеличиваются. Это не находится в противоречии с главным принципом выбора населением способа перемещения – экономией транзакционного

времени. Трансакционное время включает в себя составляющую, зависящую от стоимости перемещения, поэтому минимизация его не обязательно сопровождается минимизацией астрономического времени.

Как говорилось выше, с ростом производственной мощности ГПТОП растут затраты на его эксплуатацию и содержание маршрутной сети.

Увеличение выборов ГПТОП уменьшает поток легковых автомобилей на улицах города. Первоначально это ведет к снижению приведенного потока транспортных средств, так как концентрация пассажиров в подвижной единице ГПТОП выше, чем в личном автомобиле. Однако при дальнейшем росте производственной мощности ГПТОП приведенный поток возрастает, так как снижение выборов личного транспорта и увеличение выборов ГПТОП замедляются, а каждая дополнительная единица ГПТОП по-прежнему вносит свой вклад в повышение этого потока. Поэтому существует число подвижных единиц ГПТОП, при котором величина приведенного потока минимальна.

Данное обстоятельство обуславливает существование оптимального количества транспортных средств ГПТОП, при котором экологический ущерб от вредных выбросов автомобильным транспортом и затраты на ремонт и содержание сети городских дорог имеют наименьшее значение (рис. 4).

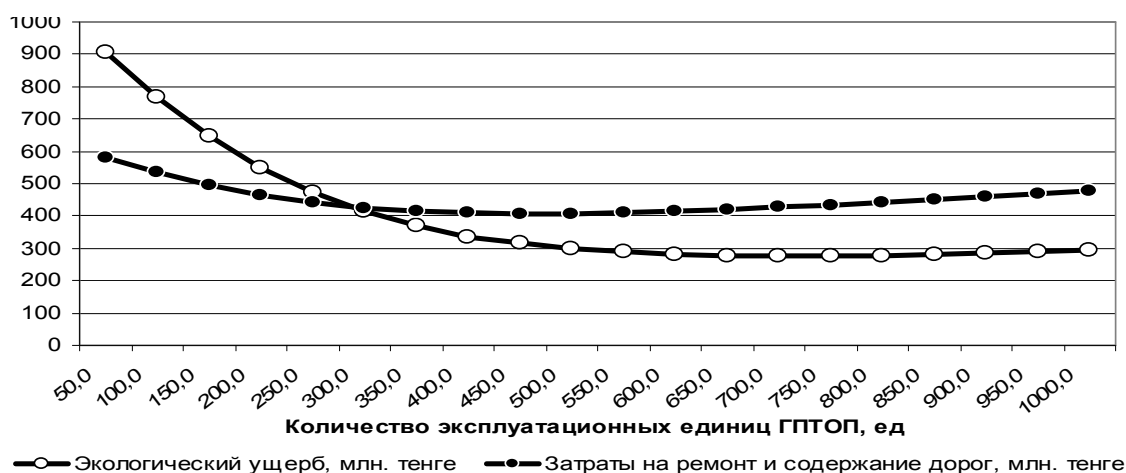


Рисунок 4 – Влияние Нпс на величину экологического ущерба и затраты на ремонт дорог

Эти оптимумы не совпадают и в обоих случаях значительно превышают оптимум по отраслевому критерию.

Таким образом, критерий общественных потерь и издержек для системы внутригородских перемещений также имеет оптимальное значение (рис. 5). Для условий г. Усть-Каменогорска этот оптимум находится в области 600-650 подвижных единиц городского общественного транспорта, что более чем вдвое превышает существующее значение.

Необходимо отметить, что оптимальное состояние производственных мощностей ГПТОП по критерию общественной эффективности находится вне зоны положительной отраслевой эффективности ГПТОП (рис. 3), следовательно, достижение этого оптимума без государственной поддержки ГПТОП невозможно.

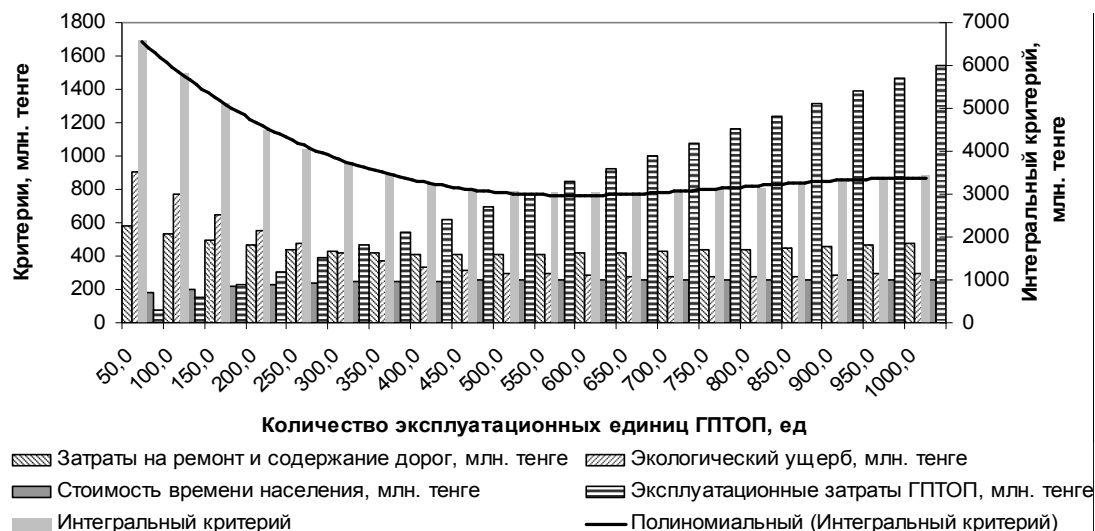


Рисунок 5 – Влияние Nps на оценочные критерии системы

Список литературы

1. Ефремов И.С. Теория городских пассажирских перевозок / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М.: Высшая школа, 1980. – 534 с.
2. Овечников Е.В. Городской транспорт / Е.В. Овечников, М.С. Фишельсон. – М.: Высшая школа, 1976. – 350 с.
3. М.Д. Блатнов. Управление пассажирским автомобильным транспортом. – М: Транспорт, 1970. – 32 с.

Получено 22.04.08

УДК 629.113-658.562

А.С. Муздыбаева

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Достижение удовлетворительного качества технических систем включает все стадии петли качества как единое целое. Вклад в качество этих различных стадий иногда идентифицируется отдельно с целью их выделения, например качество, обусловленное потребностями или проектированием машин, или соответствием. Требование к качеству предполагает выражение определенных потребностей или их перевод в набор количественно или качественно установленных требований к характеристикам объекта, чтобы дать возможность их реализации и проверки.

Работы в сфере обеспечения качества транспортной техники интенсивно проводят различные международные организации: Международное бюро по надзору в автомобилестроении (International Automotive Oversight Bureau – IAOB), США; Национальная ассоциация автомобильной промышленности (Associazione Nazionale Fra Industrie Automobili-

tiche – ANFIA), Италия; Федерация отраслей промышленности по оборудованию для транспортных средств (Comité des Constructeurs Français d'Automobiles – FIEV), Франция; Комитет французских автомобилестроителей (Fédération des Industries des Équipements pour Véhicules – CCFA), Франция; Общество изготовителей и продавцов автомобилей (Society of Motor Manufacturers and Traders – SMMT), Великобритания; Союз автомобильной промышленности - Центр менеджмента качества (Verband der Automobilindustrie – Qualitätsmanagement Center – VDA-QMC), Германия.

Основным документом, содержащим рекомендуемую практику, примеры, иллюстрации и объяснения из автомобильной промышленности, является ISO/TS 16949:2002(E) «Quality management system. Particular requirements for the application of ISO 9001:2000 for automotive production and relevant service part organizations», Second edition, 2002-03-01 с учетом «ISO/TS 16949:2002 Corrected Version 2003-12-15 Errata Sheet». Техническая спецификация предназначена для обеспечения общего подхода к системе менеджмента качества для организаций-производителей серийных и запасных частей для автомобильной промышленности.

Согласно требованиям международных стандартов для оценки качества необходимо использование статистических методов, которые могут помочь в понимании изменчивости и, следовательно, могут помочь организациям в решении проблем и повышении результативности и эффективности. Эти методы также способствуют лучшему применению имеющихся в наличии данных для оказания помощи в принятии решений. Изменчивость можно наблюдать в ходе и результатах многих видов деятельности, даже в условиях очевидной стабильности. Такую изменчивость можно проследить в измеряемых характеристиках продукции и процессов. Ее наличие можно заметить на различных стадиях жизненного цикла продукции, от исследования рынка до обслуживания потребителей и утилизации.

Статистические методы могут помочь при измерении, описании, анализе, интерпретации и моделировании такой изменчивости, даже при относительно ограниченном количестве данных. Статистический анализ таких данных может помочь лучше понять природу, масштаб и причины изменчивости, способствуя таким образом решению и даже предупреждению проблем, которые могут быть результатом такой изменчивости, а также постоянному улучшению.

Рассмотрим вопросы оценки качества транспортной техники на примере механических транспортных средств категории М1. Работа в данном направлении проводится на предприятиях Республики Казахстан. В частности АО «Азия Авто» проводит испытания и контроль автомобилей с целью обнаружения несоответствий, т.е. невыполнение требований. Различие между понятиями дефект и несоответствие является важным, так как имеет подтекст юридического характера, особенно связанный с вопросами ответственности за качество продукции. Дефект - невыполнение требования, связанного с предполагаемым или установленным использованием. Следовательно, термин «дефект» надо использовать чрезвычайно осторожно.

На основе собранной и проанализированной информации разрабатываются решения по предупреждающим и корректирующим мероприятиям. Важными аспектами при оценке качества автомобилей являются планы выборочного контроля, критерии приемки и т.д.

Критерии приемки должны определяться организацией и одобряться (где это требуется) потребителем. В случае неоднородности качества применяют контроль по альтерна-

тивному признаку, используя при этом в виде контрольного норматива приемочное и браковочное числа. Приемочное число – максимально допустимое число забракованных единиц выборки или объединенной пробы, или исходного образца, позволяющие принять решение о приемке товарной продукции по качеству. Браковочное число – минимально допустимое число забракованных единиц объединенной пробы или исходного образца, являющееся основанием для отказа от приемки товарной партии по качеству. Партию принимают, если число единиц, не отвечающих требованиям нормативной документации, меньше или равно приемочному и бракуют, если оно больше или равно браковочному числу.

При статистическом приемочном контроле по альтернативному признаку приемочным числом должен быть ноль дефектов (п. 7.1.2 ISO/TS 16949:2002). Соответственно браковочное число принимают равным единице.

За период 2007 года испытано и принято окончательным контролем 3103 автомобиля LADA 21213/21214. Количество несоответствий на 1 автомобиль LADA 21214, выявленных в процессе сборки, испытаний и окончательного контроля за период 2006-2007 гг., представлено на рисунке 1.

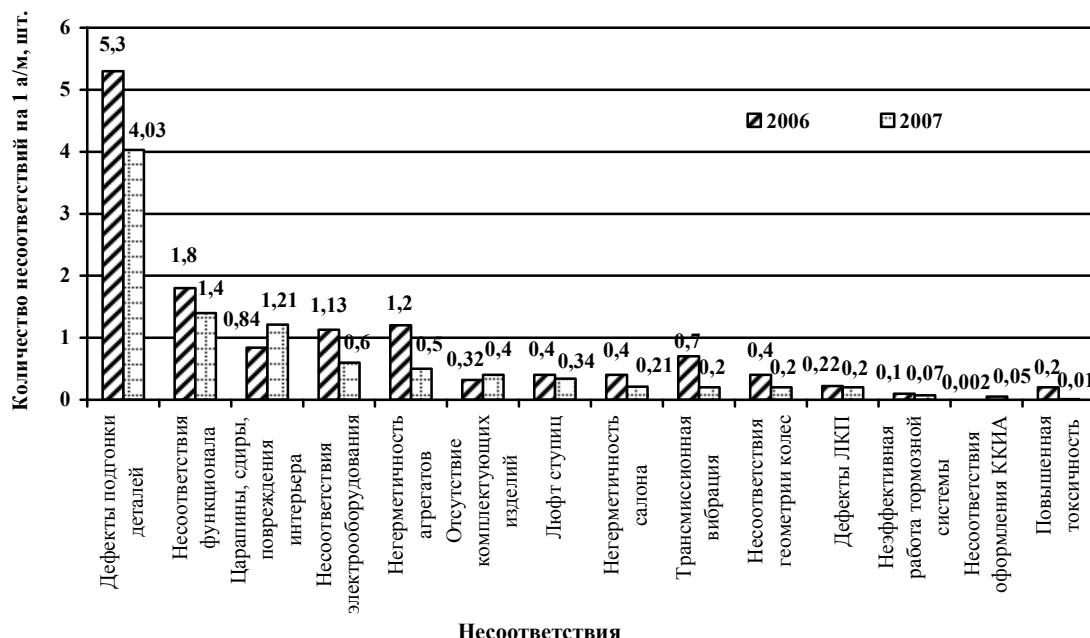


Рисунок 1 - Количество несоответствий на 1 автомобиль LADA 21214 за период 2006-2007 гг.

На представленной диаграмме наблюдаются следующие тенденции:

- снижение дефектов подгонки деталей, что связано с изменением степени разбора автомобиля (ремни безопасности, бампера установлены АО «АВТОВАЗ» на кузове автомобиля), а также постоянно проводимым текущим контролем с фотофиксированием несоответствий и проведением презентаций работникам для проведения мероприятий по недопущению в дальнейшем предъявленных несоответствий;

- снижение несоответствий функционала в результате рекламационной работы с поставщиком (шум стеклоподъемников – не зафиксирован ролик);

- снижение несоответствий по уровню токсичности отработавших газов связано с переходом на модель LADA 21214 с инжекторным двигателем;
- снижение несоответствий электрооборудования связано с применением более качественных комплектующих изделий и переходом на инжекторный двигатель;
- снижение негерметичности агрегатов произошло в результате рекламационной работы и изменения материала прокладок поставщиком;
- снижение количества люфтов ступиц;
- снижение негерметичности салона связано с проведенным мониторингом мест течей и отправкой результатов на АО «АВТОВАЗ», и последующим внесением поставщиком изменения в конструкцию кузова (увеличение фланца уплотнителей дверей);
- снижение вибрации произошло в результате улучшения качества поставляемых карданных валов;
- снижение несоответствий геометрии колес связано с проведенным анализом причин несоответствия и внесением изменений в технологический процесс сборки (переустановка регулировочных шайб);
- снижение несоответствий по тормозной системе связано с внедрением в технологический процесс маркировки соединений.

Наряду с положительными тенденциями наблюдается ухудшение по следующим позициям:

- увеличение случаев не соблюдения требований по идентификации и прослеживаемости;
- увеличение царапин, сдиров, повреждений интерьера произошло вследствие увеличения доли вновь принятого персонала;
- увеличилось количество случаев схода автомобилей с конвейера с не установленными комплектующими изделиями. Это связано с несвоевременным выполнением операций технологического процесса и сбоями в обеспечении конвейера комплектующими изделиями (обивки рычага ручного тормоза, ремень крепления расширительного бачка, крышки КПП и т.д.).

В процессе производства проводилась выбраковка комплектующих изделий. Данные по количеству забракованных комплектующих изделий на 1 автомобиль LADA 21214 в процессе текущего контроля за период 2006-2007 гг. представлены на рисунке 2.

На представленной диаграмме видно, что количество забракованных комплектующих изделий, приходящихся на 1 автомобиль LADA 21214 в 2007 году, снизилось на 54 % по сравнению с количеством забракованных комплектующих изделий, приходящихся на 1 автомобиль, в 2006 году. Снижение произошло за счет общего улучшения качества комплектующих изделий и своевременного устранения несоответствий комплектующих изделий работниками в суточном изоляторе брака до поставки на сборку.

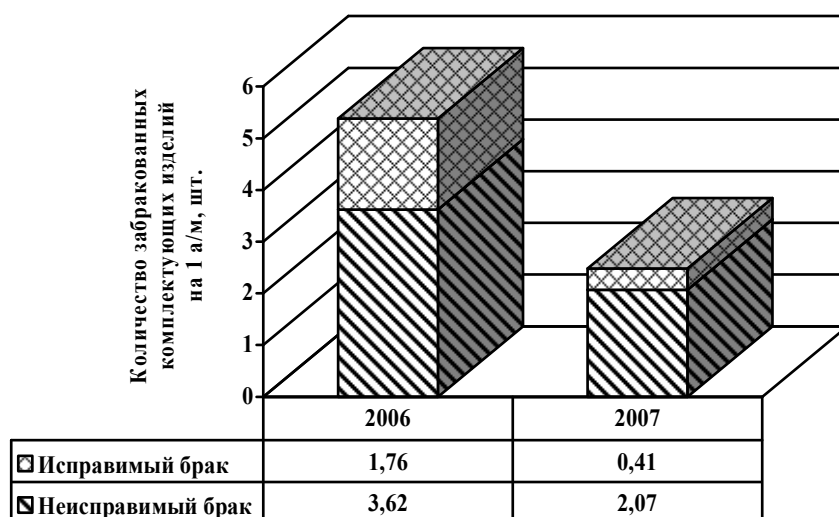


Рисунок 2 – Динамика количества несоответствующих комплектующих изделий на 1 автомобиль LADA 21214

Особый интерес представляет информация о качестве изготовления комплектующих изделий. Данные по количеству комплектующих изделий забракованных в процессе текущего контроля (с разделением по ответственным в расчете на 1 автомобиль LADA 21214 за 2007 год) представлены на рисунке 3.

Анализ представленных данных показал, что большая часть комплектующих изделий, несоответствующих требованиям нормативной и технической документации, выявляется предприятием «АвтоВАЗ». Организация-изготовитель автомобилей должна анализировать качество изделий, не принятых (забракованные) заводами-изготовителями, их техническими службами и дилерами, минимизировать продолжительность цикла этого процесса. Записи этих анализов должны сохраняться и предоставляться по запросу. Кроме того, организация должна выполнять анализ и инициировать корректирующие действия, чтобы предупреждать повторное появление несоответствий.

Несоответствия могут быть выявлены в процессе сборки, испытаний и окончательного контроля автомобилей. Необходимо отметить, что их количество по автомобилю LADA 21214 в 2007 г. сократилось по сравнению с соответствующим периодом 2006 г. Сравнительная диаграмма выявленных несоответствий представлена на рисунке 4. На данной диаграмме наблюдается общее снижение количества несоответствий за 2007г. на 23% по сравнению с 2006 г., однако за сентябрь и октябрь 2007 года виден их рост.

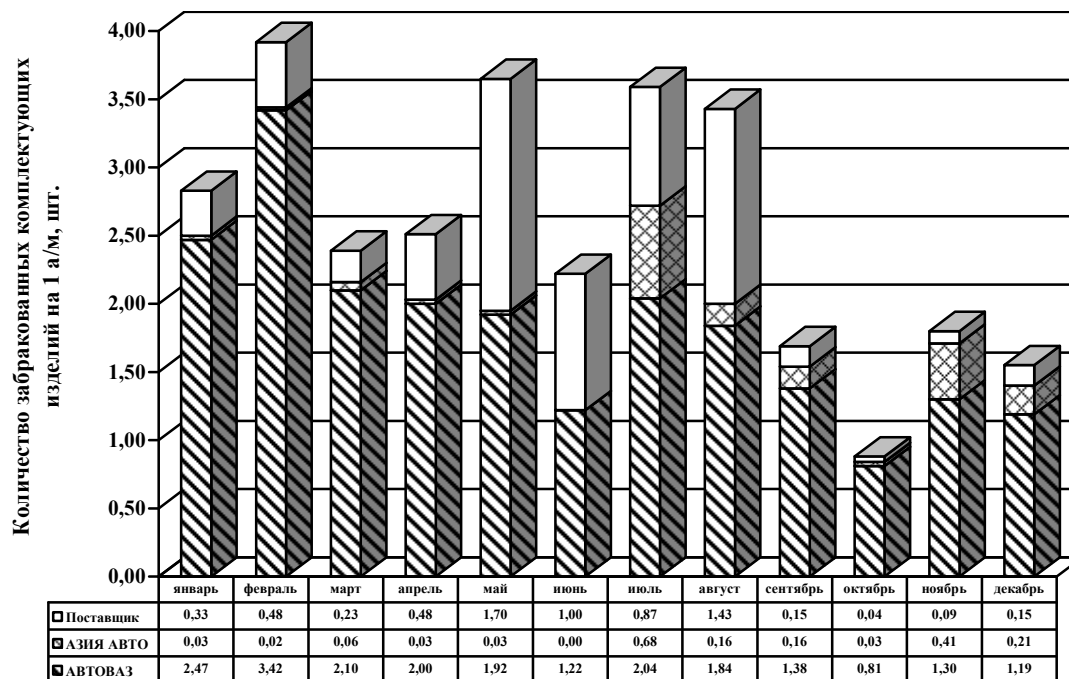


Рисунок 3 – Распределение забракованных комплектующих изделий в процессе текущего контроля на 1 автомобиль LADA 21214 по ответственным за качество за период 2007 г.

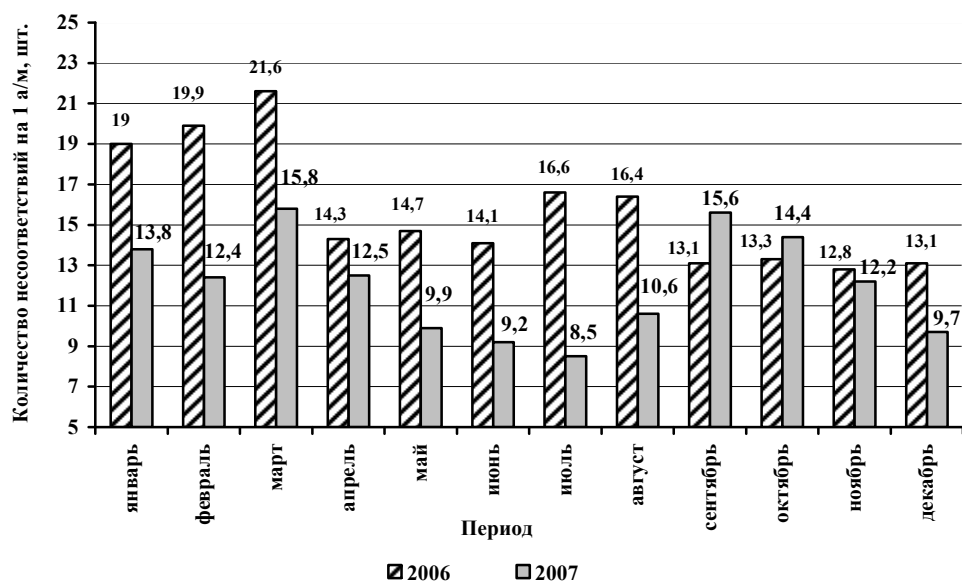


Рисунок 4 – Количество несоответствий, выявленных в процессе сборки, испытаний и окончательного контроля, на 1 автомобиль LADA 21214 за период 2006-2007 гг.

Для обеспечения качества транспортной техники, в том числе автомобилей, предприятие-изготовитель должно предпринять действия по устранению причин несоответствий

для предупреждения их повторного появления. Корректирующие действия должны соответствовать последствиям выявленных несоответствий. Для этого необходимо следующее:

- а) проведение анализа несоответствий (включая жалобы потребителей);
- б) установление причин несоответствий;
- в) проведение оценки необходимости в действиях, обеспечивающих исключение повторного появления несоответствий;
- г) определение и осуществление необходимых действий;
- д) записи результатов предпринятых действий;
- е) проведение анализа предпринятых корректирующих действий.

Кроме того, такие предприятия должны определять действия по устранению причин потенциальных несоответствий для предупреждения их появления. Необходимо иметь план управления для постановки на производство и для изготовления, который учитывает выходные данные FMEA-проекта/конструкции (анализа характера и последствий отказов в проекте/конструкции) и выходные данные FMEA-процесса изготовления (анализа характера и последствий отказов в процессе изготовления).

Список литературы

1. СТ РК ИСО 9000-2001 Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь.
2. ISO/TS 16949:2002(E) «Quality management system. Particular requirements for the application of ISO 9001:2000 for automotive production and relevant service part organizations»
3. Муздыбаева А.С. Метрология, стандартизация и управление качеством: Учебное пособие. – Усть-Каменогорск: ВКГТУ, 2007. – 145 с.

Получено 23.05.08