УДК 62-762.6:62-24

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА И ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА ДВС С УЧЕТОМ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ

© 2006 А.С. Столяров

Санкт-Петербургский Государственный морской технический университет

Разработана методика, учитывающая произвольные отклонения эпюры давлений кольца и формы цилиндра, смешанный режим трения и эффект масляного голодания.

Прилегание поршневого кольца к втулке цилиндра и распределение давления в реальности, как правило, значительно отличается от идеального представления.

Отклонения формы втулки цилиндра обуславливаются погрешностями при изготовлении, износом, деформациями втулки, возникающими при установке (особенно при запрессовке в моноблок) и при работе двигателя от температуры и от внутреннего давления.

Отклонения эпюры давлений кольца в цилиндре номинального диаметра обуславливаются погрешностями при изготовлении, неравномерностью модуля упругости материала, воздействием высокой температуры, изнашиванием кольца.

По этим причинам отклонения формы цилиндра и эпюры давлений поршневого кольца могут быть значительными и способны оказывать влияние на пропуск газов и расход масла, а также на износ и силу трения. Чтобы оценить эти влияния, была разработана программа, моделирующая работу поршневого кольца с учетом неравномерного распределения параметров по окружности.

Расчеты прилегания колец в цилиндрах с увеличенным или уменьшенным диаметром и овальностью, а также износа и приспособляемости колец подробно описаны Б.Я. Гинцбургом [1].

Расчет работы кольца в цилиндропоршневой группе в условиях гидродинамической смазки с совместным решением двумерного уравнения Рейнольдса и уравнения упругой линии кольца выполнил Э.М. Мохнаткин [3].

Целью данной работы является разработка методики, учитывающей произвольные отклонения эпюры давлений кольца и формы цилиндра, смешанный режим трения и эффект масляного голодания.

Форма упругой линии кольца определяется решением дифференциального уравнения [1]

$$u+\frac{d^2u}{d\varphi^2}=M\,\frac{r^2}{EJ}, \qquad (1)$$

где: u – радиальное перемещение упругой линии кольца, направленное внутрь, M - изгибающий момент, E - модуль упругости материала кольца, J - момент инерции сечения кольца, φ - угловая координата, r - радиус нейтральной линии сечения кольца:

$$r=D/2-h_c, \qquad (2)$$

где D – номинальный диаметр цилиндра, h_c- расстояние от центра тяжести сечения до наружной кромки кольца.

Уравнение (1) аппроксимируется конечно-разностной схемой

$$\frac{u_{i-1}-u_i\left(2-\Delta\varphi^2\right)+u_{i+1}}{\Delta\varphi^2}=\frac{r^2}{EJ}M_i. \qquad (3)$$

Изгибающий момент определяется по формуле [3] (рис. 1)

$$M(\phi)=B\,r(r+h_c)\int_0^{\varphi}p(\alpha)\,sin(\varphi-\alpha)d\alpha, \qquad (4)$$

где B - высота кольца, p - приведенное давление на поверхность кольца.

Значения момента в узлах M_i определяются численным интегрированием:

$$M_i=B\,r(r+h_c)\cdot\left[\frac{p_1}{2}sin\left(\left(i-\frac{1}{4}\right)\Delta\varphi\right)+\right.$$

$$\left.+\frac{p_i}{2}sin\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right)+\sum_{k=1}^{i-2}p_k\,sin((i-k)\Delta\varphi)\right]. \qquad (5)$$

Дополнительно требуется установить граничные условия равновесия эпюры давлений

$$\int_0^{2\pi} p(\varphi)\, sin(\varphi) d\varphi = 0 \text{ и}$$

$$\int_0^{2\pi} p(\varphi)\, cos(\varphi) d\varphi = 0\,. \tag{6}$$

Первое условие может быть также интерпретировано как равенство нулю моментов на концах кольца.

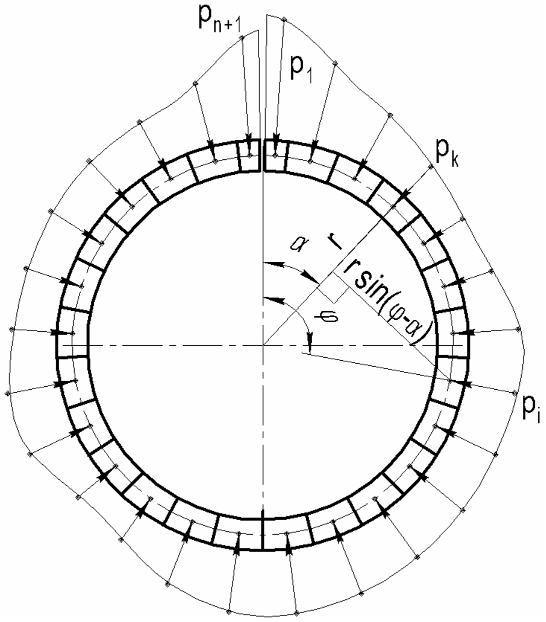

Рис.1. Эпюра давлений на кольцо

Система уравнений упругой линии кольца совместно с граничными условиями может быть записана в матричной форме

$$\lfloor a_{i,j} \rfloor \{u_i\} = e \lfloor b_{i,j} \rfloor \{p_i\}, \tag{7}$$

где: $$d = \frac{\Delta\varphi^2 r^3 \, (r + h_c) B}{EJ}, \tag{8}$$

$\{u_i\}$ - вектор-столбец перемещений в узлах $i=0\ ..\ n+2$. Элементы u_0 и u_{n+2} - фиктивные.

$[a_{i,j}]$ - диагональная матрица размерностью $(n+1)\times(n+1)$:

$$a_{i,j} = \left[\begin{array}{cccc:c} 1 & \Delta\varphi^2 - 2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \Delta\varphi^2 - 2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \Delta\varphi^2 - 2 & 0 \\ \hdashline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array}\right], \tag{9}$$

$[b_{i,j}]$ - матрица размерностью $(n+1)\times(n+1)$:

$$b_{i,j} = \left[\begin{array}{cc:c} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2} sin\left(\frac{3\Delta\varphi}{4}\right) & \frac{1}{2} sin\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) & 0 \\ \frac{1}{2} sin\left(\frac{7\Delta\varphi}{4}\right) & sin(\Delta\varphi) & 0 \\ \frac{1}{2} sin\left(\frac{11\Delta\varphi}{4}\right) & sin(2\Delta\varphi) & 0 \\ \hdashline \frac{1}{2} sin\left(\left(i - \frac{1}{4}\right)\Delta\varphi\right) & sin((i-j)\Delta\varphi) & \frac{1}{2} sin\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) \\ \frac{1}{2} cos\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) & cos((j-1)\Delta\varphi) & \frac{1}{2} cos\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) \\ \frac{1}{2} sin\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) & sin((j-1)\Delta\varphi) & -\frac{1}{2} sin\left(\frac{\Delta\varphi}{4}\right) \end{array}\right]. \tag{10}$$

Давление в узле p_i является нелинейной функцией минимального зазора δmin_i между кольцом и поверхностью втулки цилиндра. Если форма цилиндра описывается массивом $u0_i$, то

$$\delta\, min_i = u_i - u0_i\,. \tag{11}$$

Зависимость p_i от δmin_i рассматривается ниже. Поскольку система (7) является нелинейной, она решается методом Ньютона.

Приведенное радиальное давление p на элемент кольца является отношением равнодействующей сил, приложенных к элементу, к его наружной площади. На элемент в плоскости кольца действуют следующие силы (рис.1): давления газов над, под и за кольцом $p_{г1}$, $p_{г2}$, $p_{г3}$, сила упругости кольца $p_{упр}$, гидродинамическое давление масляного клина (соответствующее удельное усилие, отнесенное к окружности кольца, обозначается P_n) и сила контактного взаимодействия кольца с втулкой (удельная сила обозначается P_a).

В итоге суммарное удельное давление усилия, действующего на элемент кольца p_i, отнесенное к произведению длины окружности и высоты кольца $\pi * D * B$,

$$p_i = \left[(p_{г3} + p_{упр})(B_1 + B_2) - p_{г1}(B_1 - x_1) - - p_{г2}(B_2) - P_{n_i} - P_{a_i}\right] / B\,. \tag{12}$$

Профиль кольца описывается двумя параболами, которые задаются параметрами B_1, B_2, H_1, H_2, (рис.2)

$$h(x) = x^2 \frac{H_k}{B_k^{\ 2}}\,,\ k = 1,\ 2. \tag{13}$$

Исходный профиль современных поршневых колец, как правило, имеет значительную бочкообразность. В процессе износа профиль спрямляется, по краям образуются скругления. Принятая зависимость соответствует неизношенному кольцу с несимметричным бочкообразным профилем. Кроме того, такая форма позволяет использовать аналитическое решение гидродинамической и аппроксимацию решения контактной задач.

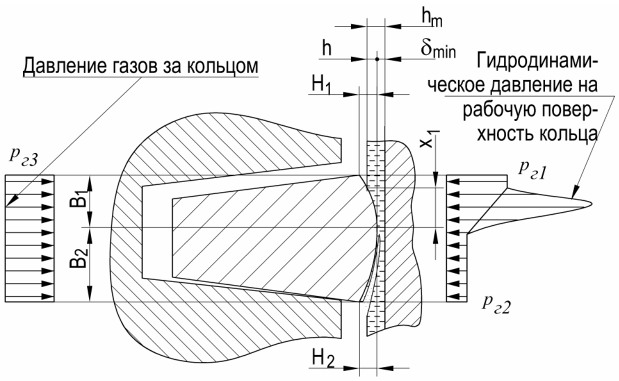

Рис.2. Сечение кольца и усилия, действующие на элемент

Гидродинамическая реакция определяется из одномерного уравнения Рейнольдса. Точное решение уравнения Рейнольдса получено для параболического профиля кольца с условием обрыва масляного клина в точке минимального зазора. Координаты начала масляного клина x_1, h определяются по условию масляного голодания и зависят от разности толщины масляного слоя h_m и минимального зазора кольца с втулкой δmin.

Выражение для поддерживающей гидродинамической силы

$$P_n = \frac{V\mu\, x_1^{\,2}}{\delta^2} A\left(arctg(k)\left(k^2-1\right)+k\right)+ \\ +\frac{2}{3}A\frac{U\mu\, x_1^{\,3}}{\delta^3}\frac{1}{k^3}\Bigg[\left(1+k^2\right)^2 arctg^2(k)^2+ \\ +\left(2k^3+\frac{2}{3}k\right)arctg(k)-\frac{4}{3}k^4-\frac{5}{3}k\Bigg]+ \\ +Ax_1\Bigg[p_1\left(1+k^2\right)^2 arctg(k)+ \\ +\frac{k}{3}\left(k^2\left(2p_2+p_1\right)+4p_2+p_1\right)\Bigg], \tag{14}$$

где V – скорость поступательного движения поршня, U – «скорость сдавливания» масляной пленки, μ - коэффициент динамической вязкости масла

$$U = -\frac{d\delta\, min}{dt}, \tag{15}$$

$$k = \sqrt{\frac{h}{\delta}}, \tag{16}$$

$$A = \frac{1}{k^3+\left(1+k^2\right)^2 arctg(k)+\frac{5}{3}k}. \tag{17}$$

Выражение для гидродинамической составляющей силы трения

$$P_t = \frac{2V\mu\, x_1}{\delta}\frac{1}{k}A\cdot \\ \cdot\left(\left(1+k^2\right)^2 arctg^2(k)+\frac{4}{3}k\, arctg(k)-k^2\right)- \\ -\frac{U\mu\, x_1^{\,2}}{\delta^2}A\left(arctg(k)\left(k^2-1\right)+k\right)- \\ -\frac{2}{3}A\left(p_1-p_2\right)\delta\left(1+k^2\right)\cdot \\ \cdot\left(arctg(k)\left(1+k^2\right)+k\right). \tag{18}$$

Усилие контактного взаимодействия кольца с втулкой P_a определяется в зависимости от δmin и приведенной шероховатости σ по теории Гринвуда и Трипа, которая подразумевает гауссово распределение высот выступов шероховатости, постоянный радиус кривизны вершин симметричных выступов и их упругие деформации [5].

Согласно этой теории, удельное усилие, воспринимаемое шероховатостью, на единицу ширины поверхности с цилиндрическим номинальным профилем с длиной образующей B

$$P_a = \frac{16}{15}\sqrt{2}\pi\eta^2\beta_R^{\,2}\sigma^2E'\sqrt{\frac{\sigma}{\beta}}\int_0^B F_{5/2}\left(\frac{\delta}{\sigma}\right)dx, \tag{19}$$

где: E' - приведенный модуль Юнга, β_R - радиус кривизны шероховатости, η - плотность шероховатости; $F_{5/2}$ - функция гауссова распределения шероховатости

$$F_{5/2}(H) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_H^\infty (s-H)^{\frac{5}{2}} e^{-\frac{s^2}{2}}ds. \tag{20}$$

Сила трения

$$P_{тр} = A_r\tau_0 + P_a\beta, \tag{21}$$

где: β и τ_0 - характеризуют две составляющих касательных напряжений на фактической площади контакта: τ_0 - постоянную, а β

- пропорциональную нагрузке, A_r – фактическая площадь касания микроненровностей.

В большинстве работ [5], [6] используют следующие значения параметров поверхности поршневых колец и кулачков: $\eta\beta_R\sigma=0{,}05$; $\sigma/\beta_R\, E'=2{,}3*10^{11}$ Па; $\tau_0=2*10^6$ Па; $\beta=0{,}08$.

Ввиду малой величины касательных напряжений на фактической площади контакта $\tau_0=2*10^6$ Па при граничном трении (для сравнения при сухом контакте стали 45 твердостью НВ 270 с синтетическим алмазом $\tau_0=204*10^6$ Па, $\beta=0{,}044$ [2]), слагаемым $A_r\tau_0$ пренебрегаем, в результате пропадает необходимость определения A_r.

В случае параболического профиля интеграл

$$\int_0^h F_{5/2}\left(\frac{\delta}{\sigma}\right)dx = \int_0^{B_i} F_{5/2}\left(\frac{\delta_{min}}{\sigma} + x^2\,\frac{H_i}{\sigma B_i^2}\right)dx$$

с помощью подстановки

$$a = \frac{x}{B_i}\sqrt{\frac{H_i}{\sigma}}\,. \qquad (22)$$

может быть преобразован к виду

$$= B_i\sqrt{\frac{\sigma}{H_i}}\int_0^{\sqrt{\frac{H_i}{\sigma}}} F_{5/2}\left(\frac{\delta_{min}}{\sigma} + a^2\right)da\,. \qquad (23)$$

Для достаточно «выпуклых» профилей функция $F_{5/2}$ у краев кольца обращается в 0 и предел интегрирования не имеет значения. Функция $F_{5/2}$ становится пренебрежимо мала, уже когда расстояние между поверхностями превышает шероховатость в три раза, а высота профиля современных бочкообразных колец, как правило, более чем в 10 раз превышает шероховатость. Это позволяет заменить предел интегрирования B на бесконечность

$$\int_0^h F_{5/2}\left(\frac{\delta}{\sigma}\right)dx = B_i\sqrt{\frac{\sigma}{H_i}}\int_0^{\infty} F_{5/2}\left(\frac{\delta_{min}}{\sigma} + a^2\right)da =$$

$$= B_i\sqrt{\frac{\sigma}{H_i}}\, f_p\left(\frac{\delta_{min}}{\sigma}\right), \qquad (24)$$

где

$$f_p = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^{\infty}\int_{\frac{\delta_{min}}{\sigma}+a^2}^{\infty}\left(s - \frac{\delta_{min}}{\sigma} - a^2\right)^{\frac{5}{2}} e^{-\frac{s^2}{2}}\, ds\, da\,. \qquad (25)$$

Функция f_p для увеличения скорости счета аппроксимируется зависимостью

$$f_p(x) = \begin{cases} e^{-88.484+62.402\ln(9-x)-10{,}265\ln^2(9-x)} & 0 \le x < 2 \\ e^{-42.65+21.634\ln(8-x)-0{,}63506\ln^2(8-x)} & 2 \le x < 4\,. \\ 0 & x > 4 \end{cases} \qquad (26)$$

Наибольшая погрешность аппроксимации 1,4 %, средняя – 0,7 %.

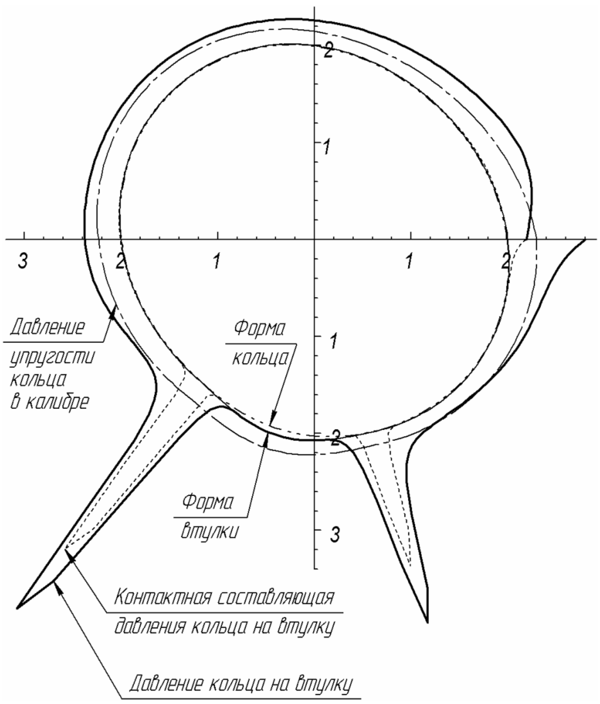

Рис.3. Результаты тестового расчета для первого поршневого кольца двигателя 12ЧН18/20 в цилиндре с отклонениями формы. Масштаб деформаций 1=400 мкм, масштаб усилий 1=0,5 МПа. Перемещения откладываются от окружности радиусом 2, давления от линии кольца

На рис.3 изображена расчетная эпюра давлений первого поршневого кольца двигателя 12ЧН18/20 в цилиндре с овальностью 0,1 мм и локальным дефектом - впадиной глубиной 0,04 мм и протяженностью 45°. Основные исходные данные: угол поворота коленчатого вала $\alpha=30°$, коэффициент динамической вязкости масла μ = 0.00247 Н*с/м^2, толщина слоя масла = 15 мкм, давления газов: над кольцом 5,5 МПа, за кольцом 5,5 МПа, под кольцом 5,4 МПа, приведенная шероховатость кольца и втулки 1 мкм.

Выполненные предварительные расчеты для компрессионных и маслосъемных колец двигателя 12ЧН18/20 показали, что овальность цилиндра не оказывает значительного влияния на режим и силу трения кольца, если не образуется зона просвета. В случае появления просвета на его краях наблюдаются пики давлений (рис.3), которые обуславливают граничное трение, увеличение износа и сил трения.

Наиболее значительные просветы в деформированном цилиндре образуются в районе замка кольца, при этом просветы значительно увеличиваются при пониженном давлении упругости кольца в районе замка.

Наличие в решении локальных пиков давления согласуется с представлениями работы [1], но свидетельствует о том, что в уточненных расчетах необходимо гидродинамическую задачу решать в двумерной постановке и применять модифицированное уравнение Рейнольдса, учитывающее влияние выступов шероховатости на течение масла.

Список литературы

1. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца. М.: Машиностроение, 1972. – 271с.
2. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
3. Мохнаткин Э.М. Расчетное определение толщины масляного слоя в районе замкового стыка поршневого кольца // Двигателестроение, 1999. №3. - с.21-24.
4. Albin Mierbach Radialdruckverteilung und Spannbandform eines Kolbenringes, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 1994, Vol. 55, № 2 , p.116-119.
5. Dowson D. et al. Mixed lubrication of a cam and flat faced follower. Proc. The 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1986, Elesevier Science, p.599-609.
6. Toshiro Hamatake et al. Studies on the Mixed Lubrication of Piston Rings. Bulletin of the marine engineering society of Japan, Vol. 28, No. 2, October 2000, p. 9-18.

INTERACTION BETWEEN A PISTON RING AND A DEFORMED CYLINDER LINER OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

© 2006 A.S. Stolyarov

The pressure distribution of piston rings against the liner wall is significant for their performance in the running engine. Hence, a program has been developed for numerical calculation of the pressure distribution and the gaps between a piston ring and a cylinder liner. The model takes into account: the shape of the cylinder liner and the piston ring, both the hydrodynamic and asperity interaction and the oil starvation.