

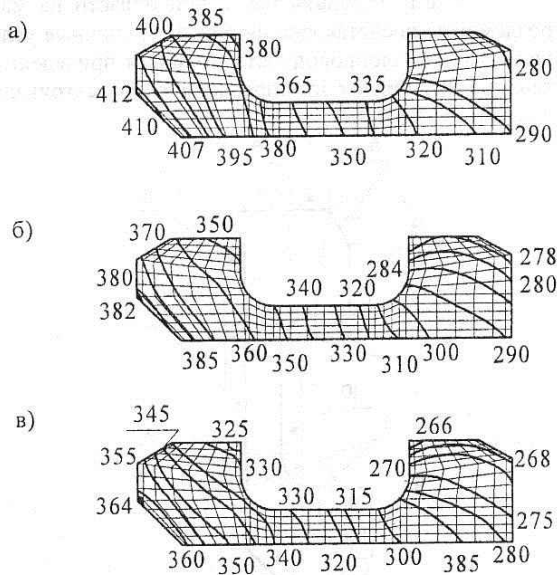


Рис. 7. Температурное поле охлаждаемого седла (материал – сталь 40ХН) для вариантов посадок а, б, в

По сравнению с неохлаждаемым серийным вариантом б (рис. 3) температура опорной фаски, таким образом, снижена на 80–90 °С. Можно ожидать такого же снижения температуры и опорной фаски самого клапана, не охлаждая его при этом дополнительно, например, жидким натрием или сжатым воздухом.

Напряженное состояние охлаждаемого седла определяется в основном окружными и осевыми напряжениями. Для вариантов из сплава ЭИ-69 максимальные окружные сжимающие напряжения изменяются от –190 МПа для варианта а, до –202 МПа для варианта в, а осевые напряжения соответственно от –190 до –130 МПа. Осевые растягивающие напряжения изменяются в пределах от 140 МПа (вар. а) до 86 МПа (вар. в). Варианты из стали 40ХН дают снижение уровня окружных и осевых напряжений в среднем на 20–30 МПа.

Таким образом, проведенное расчетное исследование позволило оценить количественно степень

влияния посадки седла в головке цилиндров на его температурное состояние, а также рекомендовать для улучшения ТНС седла и самого выпускного клапана использование более плотной посадки, а также материалов с повышенным коэффициентом теплопроводности. Уточнение полученных результатов возможно за счёт более точного задания температуры в сопряжении седло-головка цилиндров при изменении условий закрепления, учёта зависимости коэффициента контактного теплообмена от температуры. Дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение ТНС седла при нестационарных нагружениях, характерных, например, для переходных режимов работы двигателя.

Список литературы:

1. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Дьяченко Н.Х. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов А.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
4. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дис... канд. техн. наук. – Харьков, 1995.
5. Тринёв О.В. Аналіз теплонапруженого стану сіidla випускного клапана швидкохідного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. Вестн. ХГПУ. Харьков, 2001. – Вып. 61.
6. О.В. Тринёв, П.Д. Гончар, Д.Є. Самоїленко. Теплонапружений стан локально охолоджуваного сіidla випускного клапана швидкохідного дизеля // Наука і соціальні проблеми суспільства: Людина, техніка, технологія, довідки: матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2001.
7. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия, 1971. – 214 с.
8. Марочник сталей и сплавов / В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова и др. / Под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М., 1989. – 640 с.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

В.Н. Доценко, д-р техн. наук, А.С. Стрибуль, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС С УЧЕТОМ СИЛ И МОМЕНТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ МЕЖДУ ПОРШНЕМ И ГИЛЬЗОЙ

При проектировании элементов ДВС, в частности, таких как поршень, необходимо иметь ясное представление о характере действующих на него сил и моментов. Знание реальных деформаций поршня

позволяет при конструировании таким образом формировать его боковую поверхность, чтобы обеспечить эффективную работу ДВС с учетом тепловых и силовых воздействий. В последних работах авторов

[1,2] получены данные об изменении напряженно-деформированного поршня, что является основой для рационального его конструирования. Однако в этих работах приближенно учитывается действие на поршень гидродинамических сил и моментов, которые возникают в зазоре между наружной поверхностью поршня и внутренней поверхностью цилиндра, заполненного маслом. Вместе с тем в процессе нагружения поршня ДВС на различных режимах его работы в общем спектре силовых воздействий на поршень они занимают важное место.

Учет этих сил можно произвести, опираясь на методы, разработанные при исследовании подшипников скольжения [3,4], так как пара трения поршень-гильза представляет собой своеобразный подшипник скольжения.

Целью настоящего исследования является создание математической модели движения поршня ДВС на основании решения сопряженной задачи о напряженно-деформированном состоянии (НДС) поршня и нестационарной гидродинамической задачи о распределении давлений и касательных напряжений в зазоре между поршнем и гильзой. Решение такой задачи усложняется исходной нецилиндричностью поршня и изменением его геометрии в процессе работы в связи с тепловыми и силовыми деформациями, что приводит к существенному изменению зазоров в каждой точке пары трения поршень-гильза.

Для математического описания движения поршня в такой постановке необходимо сделать следующее:

- 1) составить систему уравнений движения поршня и шатуна под действием приложенных сил и сил инерции с учетом гидродинамических сил и моментов;
- 2) определить ускорения центров масс поршня и шатуна;
- 3) получить выражения для гидродинамических сил и моментов, для чего определить функцию распределения давления и касательных напряжений в масляном слое между поршнем и гильзой;
- 4) решить задачу о напряженно-деформированном состоянии поршня;
- 5) разработать методику определения координат точек боковой поверхности поршня;
- 6) найти функцию толщины смазочного слоя с учетом силовых и тепловых деформаций;
- 7) определить переменные во времени скорости точек поверхности поршня, являющиеся граничными условиями при определении функции давления.

Указанные составляющие решения общей задачи рассмотрены ниже.

1. Уравнения динамического равновесия поршня

При построении расчетной схемы движения поршня (рис. 1) приняты следующие допущения:

- 1) палец с поршнем в расчете принимается как одно целое;
- 2) зазорами в парах палец – шатун и шатун – коленчатый вал пренебрегаем;
- 3) частоту вращения коленчатого вала на расчетном режиме считаем постоянной.

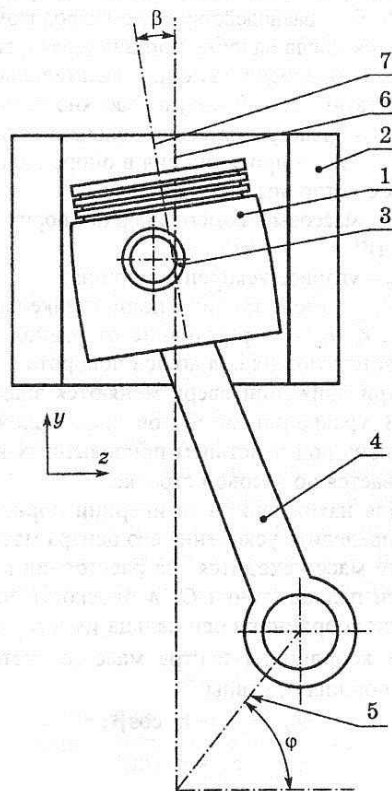


Рис. 1. Расчетная схема движения поршня: 1 – поршень, 2 – гильза, 3 – палец, 4 – шатун, 5 – кривошип, 6 – ось гильзы

Здесь при построении расчетной схемы принята декартова система координат, где ось z совпадает с осью гильзы, ось x совпадает с осью коленчатого вала, а ось y перпендикулярна к плоскости zOy . Тогда координаты центра оси пальца (точки O_1) соответственно равны z_{O_1} , y_{O_1} и $x = 0$.

Силы, действующие в направлении, перпендикулярном плоскости рисунка, не рассматриваются, так как в силу симметричности поршня и гильзы относительно плоскости yOz их равнодействующая будет равна нулю. Тогда система уравнений равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции записывается следующим образом.

$$\Sigma F_z = 0;$$

$$\Sigma F_y = 0;$$

$$\Sigma M_{O_1} = 0.$$

В рассматриваемом случае при движении поршня вниз уравнения имеют вид:

$$-P_6 + P_n + R_\tau + P_{\text{трк}} + F_{ny} + m_n \ddot{z} = 0;$$

$$-P_n + P_n + F_{nz} - m_n \ddot{y} = 0; \quad (1)$$

$$P_6 r_6 - P_n r_n - P_n r_n - P_n r_n + I_n \varepsilon_n + M_n = 0,$$

где P_6, P_n – равнодействующие давлений газа и масляного тумана (соответственно сверху и снизу);

P_6, P_n – равнодействующие гидродинамических сил давления масла на юбку поршня (слева, справа);

R_τ – равнодействующая касательных сил в масле, действующих на боковую поверхность поршня;

$P_{\text{трк}}$ – сила трения между кольцами и гильзой;

F_{nz} и F_{ny} – проекции сил в опоре пальца, действующих со стороны шатуна;

I_n – массовый момент инерции поршня (с учетом пальца);

ε_n – угловое ускорение поршня;

M_n – момент трения в подшипнике пальца;

r_6, r_n, r_n, r_n – расстояние от равнодействующих соответствующих сил до оси поворота.

При движении вверх меняются знаки у сил трения. В уравнении моментов знак положителен, если поршень под действием приложенных нагрузок поворачивается по часовой стрелке.

Для нахождения сил инерции поршня необходимо определить ускорение его центра масс (точки M_1). Центр масс находится на расстоянии r относительно оси пальца (точки O_1 в плоскости чертежа). Тогда, если координаты оси пальца y_{O_1} и z_{O_1} , соответствующие координаты центра масс (с учетом угла поворота поршня β) равны

$$y_{M_1} = y_{O_1} - r_1 \cdot \cos \beta;$$

$$z_{M_1} = z_{O_1} + r_1 \cdot \sin \beta.$$

Соответствующие скорости

$$\dot{y}_{M_1} = \dot{y}_{O_1} + r_1 \cdot \sin \beta \frac{d\beta}{dt} = \dot{y}_{O_1} + r_1 \cdot \omega_n \cdot \sin \beta;$$

$$\dot{z}_{M_1} = \dot{z}_{O_1} + r_1 \cdot \cos \beta \cdot \omega_n.$$

Проекция ускорения центра масс поршня,

$$\ddot{y}_{M_1} = \ddot{y}_{O_1} + r_1 \omega_n \cos \beta \cdot \omega_n + r_1 \sin \beta \cdot \varepsilon_n =$$

$$= \ddot{y}_{O_1} + r_1 (\omega_n^2 \cos \beta + \varepsilon_n \sin \beta); \quad (2)$$

$$\ddot{z}_{M_1} = \ddot{z}_{O_1} + r_1 \cos \beta \cdot \varepsilon_n - r_1 \omega_n \sin \beta \cdot \omega_n =$$

$$= \ddot{z}_{O_1} + r_1 (\varepsilon_n \cos \beta - \omega_n^2 \sin \beta).$$

В полученной системе уравнений 6 неизвестных – искомые координаты поршня – y_{M_1}, z_{M_1} и β , а также силовые воздействия со стороны шатуна на палец – F_{nz} и F_{ny} и M_n . Момент можно упрощенно определить по зависимости:

$$M_n = R_n f r_n, \quad (3)$$

где R_n – равнодействующая сил F_{nz} и F_{ny} ;

f – коэффициент трения;

r_n – радиус пальца.

Так как зорами в парах трения палец – шатун и шатун – кривошип пренебрегаем, то координату центра пальцевого отверстия можно однозначно определить, исходя из координат y_{M_1}, z_{M_1} и β .

2. Уравнения динамического равновесия шатуна

Для шатуна также записываем 3 условия равновесия под действием приложенных сил и сил инерции:

$$\Sigma F_z = 0;$$

$$\Sigma F_y = 0;$$

$$\Sigma M_{M_2} = 0.$$

Уравнения равновесия для шатуна выглядят следующим образом:

$$-F_{nz} + F_{nz} + m_{\text{ш}} \ddot{z}_{M_2} = 0;$$

$$-F_{ny} + F_{ny} - m_{\text{ш}} \ddot{y}_{M_2} = 0; \quad (4)$$

$$F_{ny} l_{\text{ш}} \sin \theta - F_{nz} l_{\text{ш}} \cos \theta + m_{\text{ш}} \ddot{z}_{M_2} l_{M_2} \cos \theta +$$

$$+ m_{\text{ш}} \ddot{y}_{M_2} l_{M_2} \sin \theta + M_{\text{ш}} - M_n + I_{\text{ш}} \varepsilon_{\text{ш}} = 0.$$

где: l_{M_2} – расстояние от оси шатунной шейки коленчатого вала до центра масс шатуна.

θ – угол между линией, соединяющей центр пальца и коренной шейки, и горизонталью.

Момент трения в паре шатун – коленчатый вал определяем по формуле

$$M_{\text{ш}} = R_{\text{ш}} f r_{\text{ш}},$$

где $R_{\text{ш}}$ – равнодействующая сил, действующих в паре шатун – коленчатый вал F_{nz} и F_{ny} ;

f – коэффициент трения;

$r_{\text{ш}}$ – радиус шатунной шейки коленчатого вала.

Определим скорости и ускорения центра масс шатуна (рис 3). Координаты центра масс

$$z_{M_2} = z_{O_2} + l_{M_2} \sin \theta;$$

$$y_{M_2} = -y_{O_2} + l_{M_2} \cos \theta.$$

Тогда соответствующие скорости и ускорения определяются зависимостями

$$\dot{z}_{M_2} = \dot{z}_{O_2} + l_{M_2} \cos \theta \frac{d\theta}{dt};$$

$$\dot{y}_{M_2} = -\dot{y}_{O_2} - l_{M_2} \sin \theta \frac{d\theta}{dt};$$

$$\ddot{z}_{M_2} = \ddot{z}_{O_2} + l_{M_2} \left(-\sin \theta \frac{d\theta}{dt} \frac{d\theta}{dt} + \frac{d^2 \theta}{dt^2} \cos \theta \right);$$

$$\ddot{y}_{M_2} = -\ddot{y}_{O_2} - l_{M_2} \left(\cos \theta \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \sin \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right).$$

$$\text{Так как } \frac{d\theta}{dt} = \omega_{\text{ш}} \text{ и } \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \varepsilon_{\text{ш}},$$

$$\dot{z}_{M_2} = \dot{z}_{O_2} + l_{M_2} \cos \theta \cdot \omega_{\text{ш}};$$

$$\dot{y}_{M_2} = -\dot{y}_{O_2} - l_{M_2} \sin \theta \cdot \omega_{\text{ш}};$$

(5)

$$\ddot{z}_{M_2} = \ddot{z}_{O_2} + l_{M_2} (\varepsilon_{\text{ш}} \cos \theta - \omega_{\text{ш}}^2 \sin \theta);$$

$$\ddot{y}_{M_2} = -\ddot{y}_{O_2} - l_{M_2} (\varepsilon_{\text{ш}} \sin \theta + \omega_{\text{ш}}^2 \cos \theta).$$

Угол θ при известном положении в данный момент времени точки O_2 определяется через координаты точки O_1

$$\sin \theta = \frac{z_{O_1} - z_{O_2}}{y_{O_1} + y_{O_2}}.$$

3. Гидродинамические силы и моменты

Исходным уравнением для определения гидродинамических сил и моментов является уравнение Рейнольдса, с помощью которого можно определить функцию распределения гидродинамических давлений в смазочном слое между поршнем и цилиндром. Если не учитывать инерционные эффекты в смазочном слое и считать масло несжимаемым ($\rho = \text{const}$), для рассматриваемого случая уравнение Рейнольдса может быть записано в следующем виде [1]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[-2V + U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right] \quad (6)$$

где:

h – текущая толщина смазочной пленки;

p – давление в смазочном слое;

U, V, W – окружная, радиальная и осевая скорости поверхности поршня, ограничивающей смазочный слой;

x, z – декартовы координаты соответственно в окружном и осевом направлениях;

μ, ρ – вязкость и плотность смазочного материала.

Касательные напряжения в смазочном слое определяются по зависимостям [3]:

$$\begin{aligned} \tau_x &= \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{U}{h}; \\ \tau_z &= \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} - \mu \frac{W}{h}. \end{aligned} \quad (7)$$

4. Определение зависимости между координатами оси шатунной шейки и оси пальца

Принято, что кривошип движется с постоянной угловой скоростью ω , т. е. в любой момент времени известны координаты оси шатунной шейки O_2 . Тогда эти координаты равны

$$\begin{aligned} y_{O_2} &= r_{kp} \sin \varphi; \\ z_{O_2} &= r_{kp} \cos \varphi, \end{aligned} \quad (8)$$

где r_{kp} – радиус кривошипа, y_{O_2}, z_{O_2} – координаты оси шейки шатуна.

Можно получить связь между координатами пальцевого отверстия и центра шатунной шейки коленчатого вала:

$$(y_{O_1} + y_{O_2})^2 + (z_{O_1} - z_{O_2})^2 = l_w^2, \quad (9)$$

где l_w – длина шатуна.

Найдем теперь координаты центра масс поршня. Пусть при соосном положении поршня в гильзе координаты его центра масс определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} y_{M_1} &= y_{O_1} + r_1; \\ z_{M_1} &= z_{O_1}, \end{aligned} \quad (10)$$

где r_1 – расстояние от центра пальцевого отверстия до центра масс поршня в проекции на плоскость yOz ;

Тогда при повороте поршня на угол β получаем:

$$\begin{aligned} y_{M_1} &= y_{O_1} - r_1 \cos \beta; \\ z_{M_1} &= z_{O_1} - r_1 \sin \beta. \end{aligned} \quad (11)$$

Подставив (8) и (11) в (9), получим уравнение, связывающее координаты центра масс поршня с координатами центра шатунной шейки

$$\begin{aligned} (y_{M_1} + r_1 \cos \beta - r_{kp} \sin \varphi)^2 + \\ + (z_{M_1} - r_1 \sin \beta - r_{kp} \cos \varphi)^2 = l_w^2. \end{aligned} \quad (12)$$

5. Методика определения функции радиального зазора и скоростей U, V и W

Создадим цилиндрическую координатную систему, ось z которой совпадает с осью гильзы, плоскость $\varphi = 0$ перпендикулярна оси пальца. Тогда для концентричного положения поршня в цилиндре координаты всех точек боковой поверхности недеформированного поршня в этой системе координат известны из чертежа. В случае деформированного поршня величины радиальных деформаций добавляются к координате r . В случае перемещения поршня новые координаты точек поверхности поршня проще находить, используя декартову систему координат:

$$\begin{aligned} x &= r \cos \varphi; \\ y &= r \sin \varphi; \\ z^A &= z^U. \end{aligned}$$

Перемещение поршня рассматриваем как сумму перемещений: перемещение какой-либо точки (например, центра пальцевого отверстия) и вращения относительно этой точки. Для преобразования координат при вращении составим матрицу поворота осей вокруг начала координат. Пусть новые оси $x'y'z'$ образуют со старыми xyz углы, как показано в таблице 1.

Таблица 1.

	x'	y'	z'
x	α_{11}	α_{12}	α_{13}
y	α_{21}	α_{22}	α_{23}
z	α_{31}	α_{32}	α_{33}

Здесь первый индекс относится к старым осям, а второй – к новым, то есть, например, α_{23} – угол между y и z' .

Тогда если составить матрицу $R\{r_{ij}\}$, $r_{ij} = \cos(\alpha_{ij})$, то

$$RX' = X,$$

где X и X' – соответственно векторы старых и новых координат точек.

В случае если система координат не вращается, а происходит поворот твердого тела вокруг начала координат, зависимости не меняются, только в этом случае X – вектор новых координат, а X' – старых.

При перемещении центра пальцевого отверстия поршня с координатами x_0', y_0', z_0' на величины Δx , Δy , Δz и повороте поршня на угол β относительно оси, проходящей через эту точку перпендикулярно плоскости yOz (повороты относительно других осей в силу симметрии поршня не рассматриваются), для определения новых координат точек поверхности поршня необходимо произвести следующие действия:

- перемещение точек на $-x_0', -y_0', -z_0'$ (для совмещения начала координат и центра пальцевого отверстия, находящегося на оси вращения);
- определение α_{ij} ;
- применение формулы $RX' = X$;
- перемещение точек на $\Delta x + x_0$, $\Delta y + y_0$, $\Delta z + z_0$.

Для определения функции зазора и скоростей точек удобнее воспользоваться координатами точек в цилиндрической системе координат.

Тогда

$$h = r_{\text{ц}} - r, \quad (13)$$

где $r_{\text{ц}}$ – радиус цилиндра.

В силу малости величины $(r_{\text{ц}} - r)/r_{\text{ц}}$ для всех точек поверхности поршня окружную скорость можно определять по формуле:

$$U = r_{\text{ц}} \Delta \varphi / \Delta t. \quad (14)$$

Радиальная и осевая скорости соответственно равны:

$$\begin{aligned} V &= \Delta r / \Delta t; \\ W &= \Delta z / \Delta t. \end{aligned} \quad (15)$$

Величины углов α_{ij} для рассматриваемого случая приведены в таблице 2.

Таблица 2.

	x'	y'	z'
x	0	$\pi/2$	$\pi/2$
y	$\pi/2$	$\Delta\beta$	$\Delta\beta + \pi/2$
z	$\pi/2$	$\pi/2 - \Delta\beta$	$\Delta\beta$

3-х уравнения для шатуна (а) и уравнение (12), связывающее координаты центра масс поршня и оси шатунной пятки.

Полученная система из 7 уравнений содержит 7 неизвестных: 3 координаты центра масс поршня y_{M_1} и z_{M_1} , и β , а также силы $F_{\text{из}}$, $F_{\text{пу}}$, $F_{\text{шз}}$, $F_{\text{шп}}$, действующие на поршень и шатун.

Величины радиальных зазоров h и граничные условия для скоростей точек поверхности поршня, входящие в уравнение Рейнольдса относительно давлений в смазочном слое, определяются соотношением (13), (14) и (15).

Учет силовых и тепловых деформаций поршня в различных точках рабочего цикла ДВС произ-

водится при расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) в соответствии с методикой, разработанной в работе [5], использующей конечно-элементную модель поршня.

Решение системы дифференциальных уравнений (1), (4) и (12) может быть получено с помощью современных численных методов решения подобных задач.

Полученное решение послужит основой для совершенствования методов проектирования рациональной конструкции поршня, обеспечивающей повышение эффективности работы ДВС.

Выводы и направление дальнейших исследований

Таким образом, получена система дифференциальных уравнений 2-го порядка, описывающая движение системы поршень-шатун. Система состоит из 3-х уравнений динамического равновесия поршня (1). В систему (1) входят гидродинамические силы (нормальные и касательные), возникающие в масляном слое между поверхностью гильзы и юбкой поршня. Величины давлений и касательных напряжений определяются выражениями (6) и (7). Методика определения функции давления приведена в работе [4]. Равнодействующие гидродинамических сил определяются при интегрировании сил давления и касательных напряжений по поверхности поршня.

Список литературы :

1. Белозуб А.В., Зотов А.А., Щербина А.Г. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного двигателя. *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2001. – Вып. 26. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 100–102.
2. Белозуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2000. – Вып. 19. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 201–206.
3. Константиnescу В.Н. Газовая смазка / Пер. с румынского; под ред. М. В. Коровчинского. – М.: Машиностроение, 1968. – 709 с.
4. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин; Н.П. Артеменко, А.И. Чайка, В.Н. Доценко, Ф.Ф. Кузьминов, А.И. Поддубный, В.В. Усик. – Харьков: изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 197 с.
5. Белозуб А.В., Стрибуль А.С. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 30. *Двигуни та енергоустановки.* – С. 124–126.