ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտություններ, սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. Я. ГОКАРЬ, В. В. ОГАНЕСЯН

К РАСЧЕТУ СМАЗКИ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР

Сложность решения задачи о смазке плунжерных пар обусловлена необходимостью учета нестационарных сил и моментов, действующих на плунжер, а также его возвратно-поступательных и угловых перемещений, зависящих от времени. Достаточно точное описание и решение нестационарной задачи смазки плунжеров позволяет определить наиболее опасные режимы работы, обеспечить стабильность и высокое значение к.п.д. гидромашины, надежность ее работы. Подобная задача для плунжера, совершающего плоскопараллельное движение, рассматривалось в работе [6].

В данной работе приводится краткое описание решения задачи смазки плунжеров и результаты экспериментального исследования, дается сравнение этих результатов с расчетными и предлагается инженерная методика расчета смазки плунжерных пар.

Решение задачи смазки. Уравнение Рейнольдса для данной задачи имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=-6u_0\left[\chi\sin(\varphi-\varphi_0)-\frac{Jz}{l}\cdot\sin(\varphi-\alpha)\right]-$$

$$-6w_0\left|\frac{J}{l}\cdot\cos(\varphi-\alpha)-\frac{h}{l}\right|+12\left|\dot{\chi}\cos(\varphi-\varphi_0)+\dot{\varphi}_0\chi\sin(\varphi-\varphi_0)-\right. \quad (1)$$

$$\left.-\dot{\alpha}\cdot\frac{Jz}{l}\cdot\sin(\varphi-\alpha)-J\frac{z}{l}\cdot\cos(\varphi-\alpha)\right|,$$

где $h=\frac{H}{\delta}=1+\chi\cos(\varphi-\varphi_0)-\frac{J}{l}\cdot z\cdot\cos(\varphi-\alpha)+\frac{k}{l}\cdot z$

—безразмерная толщина масляной пленки; $\delta=R_1-R$—радиальный зазор; u_0 и w_0—безразмерные окружная и осевая скорости перемещения поршня; φ, $z=\frac{Z}{R}$—безразмерные координаты; $p=\frac{p\varphi^2R}{\mu W_0}$—безразмерное давление; $\psi=\frac{\delta}{R}$—относительный зазор; μ—динамический коэффициент вязкости; W_0—характерная скорость поршня в осевом направлении; $\chi=\frac{e_0}{\delta}$—относительный эксцентриситет в сечении $z=0$; $J=\frac{e_1}{\delta}$—безразмерная проекция оси цилиндра на торец поршня;

$l = \frac{L}{R}$ —безразмерная длина поршня; $k = \frac{K}{\bar{c}}$ —безразмерная величина конусности; $K = \bar{c}' - \bar{c}$ —конусность; $\bar{c}'$ —радиальный зазор в сечении $z = l$. Точки означают производные по времени.
Остальные обозначения указаны на рис. 1.

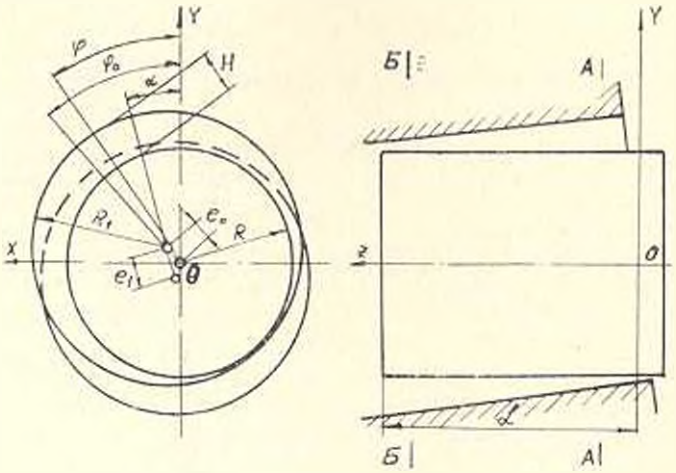

Рис. 1. Схема плунжерной пары

Граничными условиями для уравнения (1) будут:

$$p(\varphi,0) = 0; \quad p(\varphi,l) = p_0(t); \quad p(\varphi,z) = p(\varphi+2\pi,z), \tag{2}$$

где $p_0 = \frac{P_0 \bar{c}^2 R}{\eta W_0}$; P_0—давление в поршневой камере.

Решение уравнения (1) отыскиваем в виде

$$p = p_1 + \chi p_2 + \bar{\varepsilon}_0 p_3 + \bar{\alpha} p_4 + \bar{f} p_5.$$

Функции p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 удовлетворяют следующим уравнениям:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_1}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_1}{\partial z}\right) = -6u_0\chi\sin(\varphi-\varphi_0) - \frac{fz}{l}\sin(\varphi-\alpha) - \tag{3}$$

$$-6\omega_0\left|\frac{f}{l}\cos(\varphi-\varphi_0) - \frac{k}{\bar{c}}\right|;$$

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_2}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_2}{\partial z}\right) = 12\cos(\varphi-\varphi_0); \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_3}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_3}{\partial z}\right) = 12\chi\sin(\varphi-\varphi_0); \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_4}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_4}{\partial z}\right) = -12\frac{fz}{l}\sin(\varphi-\alpha); \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_5}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_5}{\partial z}\right) = -12\frac{z}{l}\cos(\varphi-\alpha). \tag{7}$$

Граничными условиями для уравнения (3) являются условия (2), для уравнений (4)÷(7) — нулевые значения функций на торцах плунжера.

Н. Н. Яненко [7] доказал, что вместо стационарных задач вида (3)÷(7) можно рассматривать нестационарные задачи, описываемые уравнением

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h^3\frac{\partial p_i}{\partial \varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_i}{\partial z}\right)-f_i=\frac{\partial p_i}{\partial \tau} \qquad (8)$$

[f_i — правые части уравнений (3)÷(7); p_i — функции давления в этих уравнениях], так как при фиктивном времени $\tau\to-\infty$ решение уравнения (8) будет стремиться к решению уравнений (3)÷(7). Задачи (3)÷(7) решаем с помощью одного из экономичных конечно-разностных методов — неявного метода переменных направлений [5].

После аппроксимации уравнений (3)÷(7) конечно-разностными уравнениями каждая задача сводится к системе алгебраических уравнений, которая решается методом прогонки [4]. При этом в направлении z (вдоль столбцов) используется обычная прогонка, а в направлении φ (вдоль строк) — циклическая прогонка [1], применяемая для нахождения периодических решений дифференциальных или разностных уравнений.

Безразмерная несущая способность $n=\dfrac{N\psi^2}{\mu W_0 R}$ масляной пленки и безразмерный момент гидродинамических сил $m=\dfrac{M\psi^2}{\mu W_0 R^2}$ в проекциях на оси координат определяются интегрированием полученных полей давлений и будут:

$$n^{(x)}=C_1^{(x)}+\dot{\gamma}C_2^{(x)}+\dot{\varphi}_0C_3^{(x)}+\dot{\alpha}C_4^{(x)}+\dot{J}C_5^{(x)};$$

$$n^{(y)}=C_1^{(y)}+\dot{\gamma}C_2^{(y)}+\dot{\varphi}_0C_3^{(y)}+\dot{\alpha}C_4^{(y)}+\dot{J}C_5^{(y)};$$

$$m^{(x)}=D_1^{(x)}+\dot{\gamma}D_2^{(x)}+\dot{\varphi}_0D_3^{(x)}+\dot{\alpha}D_4^{(x)}+\dot{J}D_5^{(x)};$$

$$m^{(y)}=D_1^{(y)}+\dot{\gamma}D_2^{(y)}+\dot{\varphi}_0D_3^{(y)}+\dot{\alpha}D_4^{(y)}+\dot{J}D_5^{(y)},$$

где $$C_i^{(x)}=\int\int_{\sigma}p_i\sin\varphi\,d\varphi\,dz;\quad C_i^{(y)}=\int\int_{\sigma}p_i\cos\varphi\,d\varphi\,dz;$$

$$D_i^{(x)}=\int\int_{\sigma}p_i\,z\cos\varphi\,d\varphi\,dz;\quad D_i^{(y)}=\int\int_{\sigma}p_i\,z\sin\varphi\,d\varphi\,dz;$$

$$i=1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5;$$

σ — область положительных значений функции давления.

Учитывая малость инерционных сил и моментов в сравнении с внешними и гидродинамическими силами и моментами, запишем систему уравнений движения плунжера

$$m^{(x)} + \sum F^{(x)} = 0; \quad m^{(y)} + \sum F^{(y)} = 0;$$
$$m^{(x)} + \sum M^{(x)} = 0; \quad m^{(y)} + \sum M^{(y)} = 0, \tag{9}$$

где $\sum F^{(x)}$ и $\sum F^{(y)}$ — суммарные воздействия внешней нагрузки в проекциях на оси x и y; $\sum M^{(x)}$ и $\sum M^{(y)}$ — моменты от внешней нагрузки относительно тех же осей.

Решение системы (9) имеет вид:

$$\dot{\chi} = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad \dot{\varphi}_0 = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad \dot{z} = \frac{\Delta_3}{\Delta}; \quad \dot{J} = \frac{\Delta_4}{\Delta}, \tag{10}$$

где Δ, Δ_1, Δ_2, Δ_3, Δ_4 — определители системы (9). Интегрируя (10) методом Эйлера [2], получим параметры χ, φ_0, z, J, определяющие траекторию.

При известных значениях координат положения плунжера и скоростей их изменения, расходы смазки определяются по формуле:

$$q = \frac{Q}{W_0 L \bar{z}} = -\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}\left(\frac{h^3}{6}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} + w_0 h\right)d\bar{\tau},$$

где q — безразмерный мгновенный расход; $\frac{\partial p}{\partial z}$ находим численным дифференцированием поля давлений [5]. Объемные потери в плунжерной паре определяются расходом масла в сторону низкого давления при рабочем ходе плунжера

$$\bar{q} = \frac{1}{\bar{\tau}_1}\int_0^{\bar{\tau}_1} q\,d\bar{\tau},$$

здесь $\bar{\tau} = \frac{t}{T}$ — безразмерное время; T — период изменения действующей нагрузки; $\bar{\tau}_1$ — безразмерное время, определяющее расход в сторону низкого давления за период; $\bar{q}$ — осредненные безразмерные объемные потери.

Безразмерная мгновенная величина мощности, затрачиваемой на трение в плунжерной паре, определяется по формуле:

$$n = \frac{N_2}{\mu W^2 L} = -w_0\int_0^{2\pi}\int_0^{\bar{z}}\left[\frac{h}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} + w_0\frac{1}{h}\right]d\bar{z}\,d\bar{\tau}.$$

Численное дифференцирование производится так же, как и в предыдущем случае. Потери на трение $\bar{n}$ определяются осредненным за период значением безразмерной мгновенной мощности.

$$\bar{n} = \int_0^1 n\,d\bar{\tau}.$$

Результаты опытов. Для проверки полученного решения уравнения Рейнольдса было проведено исследование поля давлений в масляном слое плунжерной пары насоса НИОЗ-Е.

Давления измерялись манганиновыми датчиками в одном из перпендикулярных оси плунжера сечении и в меридиональном сечении плунжера, перпендикулярном оси вала насоса. На рис. 2 даны расчетные эпюры давлений для одного из моментов времени. Кривая 2 представляет собой эпюру давлений в меридиональном сечении вдоль одной из образующих, а кривая *1* — в сечении, перпендикулярном оси плунжера, расположенном в середине заделки последнего. Результаты эксперимента, представляющие осредненные за 15—20 периодов мгновенные значения давлений, указаны точками. Анализ этих результатов позволяет сделать заключение о вполне удовлетворительном совпадении расчетных и опытных данных при определении поля давлений.

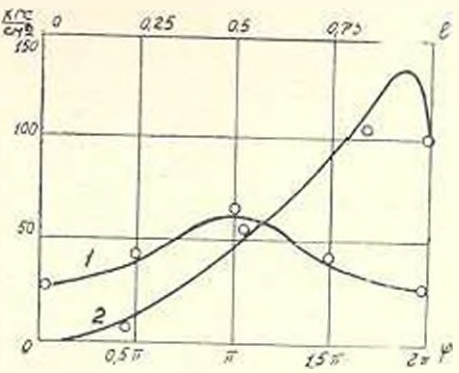

Рис. 2. Эпюры давления в масляном слое

Исследование траектории плунжера проводилось с помощью индуктивных датчиков, встраиваемых непосредственно в цилиндр плунжерной пары и измеряющих толщину масляного слоя. Датчики располагались в двух перпендикулярных оси плунжера сечениях (рис. 1), одно из которых (А—А) находилось вблизи торца цилиндра, а другое (Б—Б) — выбрано вблизи нижней мертвой точки. Датчики включались по схеме, приведенной на рис. 3. Поскольку в данных исследованиях наименьшее значение толщины пленки имело место на торце цилиндра, где относительный эксцентриситет определяется величиной χ, на рис. 4 показана зависимость χ от времени.

Кривые *1* и *2* на рис. 4 изображают соответственно теоретическую и экспериментальную зависимости параметра χ от времени при давлении в поршневой камере 200 *кгс/см*^{2}. Как видно, расхождения между расчетной и экспериментальной зависимостями невелики. Некоторый сдвиг по времени опытной и расчетной зависимостей, по-видимому, объясняется запаздыванием при закрытии всасывающего клапана, не учтенным в расчете. Тем не менее максимальные значения χ в эксперименте отличаются от расчетных не более, чем на 3%. На рис. 5 изображены расчетная (кривая *1*) и опытная (кривая 2) зависимости χ_{max} при разных режимах работы насоса.

Методика расчета плунжерной пары. Результаты вышеизложенных исследований позволили создать инженерный метод расчета смазки плунжерной пары. Ниже приводится описание этой методики для радиально-поршневых гидромашин типа НР.

При расчете и проектировании насосов задаются: номинальным давлением, рабочим объемом q (подаваемое за один оборот вала количество рабочей жидкости) и числом оборотов вала. Последние два параметра определяют производительность насоса. На основании эксплуатационных данных и экспериментальных исследований известен интервал допускаемых измерений вязкости масла и других его показателей для проектируемого типа машины. Сорт масла почти всегда заранее известен и выбирается исходя из условий эксплуатации и назначения насоса. Полученные таким образом исход-

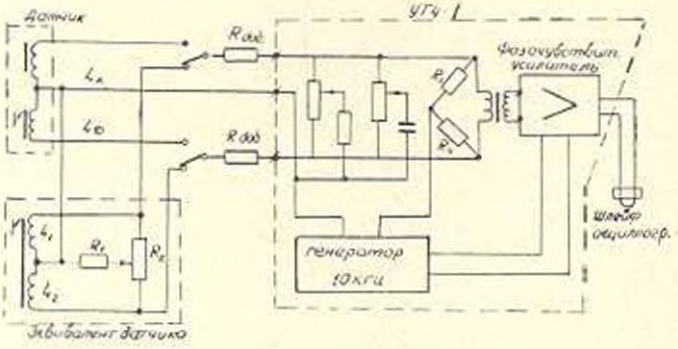

Рис. 3. Схема включения индуктивных датчиков

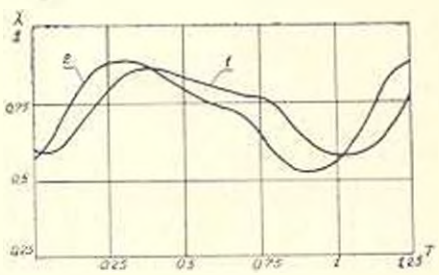

Рис. 4. Расчетная и экспериментальная зависимости относительного эксцентрицитета на торце плунжера от времени

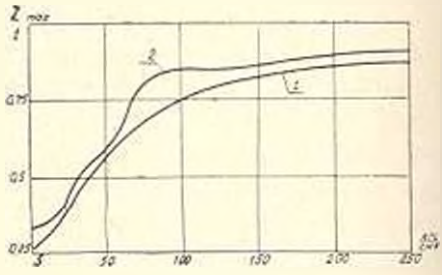

Рис. 5. Расчетная и экспериментальная зависимости максимального значения относительных эксцентрицитетов от времени

ные данные: диаметр плунжера $2R$ и ход плунжера $2a$, зависящие от рабочего объема, а также активная длина плунжера L, — не относятся к числу параметров, которыми можно варьировать в широких пределах. Из этого следует, что основной величиной, подлежащей расчету, является величина зазора $\bar{c}$ и соответствующая ему при данных L/R и ε минимальная толщина масляной пленки H_{min}, а также $\bar{q}$, $\bar{n}$.

Расчет ведется следующим образом. По соответствующей вязкости рабочей жидкости μ и ε, приняв L/R, находим безразмерное давление p_0, определяющее нагрузку на плунжер. По параметру p_0 из табл. I определяем относительный эксцентрицитет χ_{max}, а затем ми-

нимальную толщину масляной плёнки по формуле $H_{min}=\bar{\delta}(1-\chi_{max})$. Минимальная толщина масляного слоя имеет место в сечении $z=0$, поэтому χ_{max} является основным параметром при расчете. Если полученная H_{min} существенно превосходит минимально допустимую толщину пленки, то, очевидно, можно увеличить относительный зазор ψ и снова произвести расчет. Это необходимо потому, что обеспечение малых ψ представляет значительные технологические трудности при изготовлении. Кроме того, при малых зазорах длительная работа гидромашины и перегревы могут привести к заклиниванию деталей плунжерной пары. С другой стороны чрезмерное увеличение ψ отрицательно скажется на объемном к. п. д. гидромашины, поэтому при расчете увеличивать ψ следует только в том случае, если это позволяет значение параметра $\bar{q}$. Если же H_{min} получается меньше минимально допустимой толщины пленки, то следует перейти к большему l и произвести расчет снова в том же порядке. Процесс счета следует продолжать до тех пор, пока для данного χ_{max} не определится оптимальное ψ.

После нахождения оптимальных параметров, по табл. 1 можно определить характеристики плунжерной пары—безразмерный расход, мощность затрачиваемую на трение, и соответствующие им объемные и механические потери:

$$Q_0=\bar{q}\,W_0 l\bar{\delta}, \qquad N_z=\bar{n}\,\frac{\mu W_0^2 L}{\psi}.$$

Таблица 1

$l=\frac{l}{R}=4{,}0$				$l=\frac{L}{R}=5{,}5$			
p_0	параметры			p_0	параметры		
	χ_{max}	$\bar{q}$	$\bar{n}$		χ_{max}	$\bar{q}$	$\bar{n}$
10	0,510	0,018	21,20	10	0,432	0,003	21,29
20	0,583	0,249	42,24	20	0,476	0,134	42,38
30	0,643	0,628	59,75	30	0,517	0,278	60,05
40	0,690	1,075	76,05	40	0,550	0,447	77,02
60	0,768	1,925	105,03	60	0,610	0,883	106,58
80	0,821	2,876	131,49	80	0,655	1,491	134,00
100	0,860	3,790	157,21	100	0,694	2,302	159,60
120	0,882	4,725	182,02	120	0,720	3,225	184,83

В качестве примера приведем расчет поршневой пары насоса *НР* 40/50. Исходные данные: рабочий объем $W_0=40$ *см³/об*; номинальное давление 500 *кгс/см²*; число оборотов вала $n_0=1500$ *об/мин*; динамический коэффициент вязкости при $t=50°C$ $\mu=0{,}23\cdot10^{-6}$ *кг. сек/см²*; диаметр поршня $2R=2{,}2$ *см*; активная длина поршня $l=5{,}9$ *см*; число поршней $m_n=7$; радиальный зазор $\delta=0{,}0015$ *см*.

1. По М. В. Коровчинскому [3] определяем минимально допустимую толщину пленки, считая что чистота обработки поверхности плунжера $\Delta10$, а цилиндра —$\Delta9$.

$$H_{min}^{(доп)} = H_з + H_{пл} + H_и = 2{,}5 + 0{,}8 + 1{,}6 = 4{,}9\ мкм = 0{,}00049\ см.$$

2. Ход поршня $2\varepsilon = \dfrac{\dot{q}}{\pi R^2 m_n} = 1{,}5\ см;\quad \varepsilon = 0{,}75\ см.$

3. Относительный зазор $\psi = \dfrac{\delta}{R} = \dfrac{0{,}0015}{1{,}1} = 0{,}00136.$

4. Активная длина поршня $l = \dfrac{L}{R} = \dfrac{5{,}9}{1{,}1} = 5{,}3.$

5. Максимальная осевая скорость поршня $W_0 = \varepsilon \cdot \dfrac{\pi n_0}{30} = 117{,}7\ см/сек.$

6. Находим $p_0 = \dfrac{P_0 \psi^3 R}{\mu W_0} = \dfrac{500 \cdot 1{,}96 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}1}{0{,}23 \cdot 10^{-6} \cdot 117{,}7} = 39{,}9 \approx 40.$

7. По табл. 1 находим $\chi_{max} = 0{,}550.$

8. $H_{min} = \delta(1 - \chi_{max}) = 0{,}0015(1 - 0{,}55) = 0{,}000675\ см.$

9. Объемные потери $Q_0 = \bar{q} W_0 L \delta = 0{,}447 \cdot 117{,}7 \cdot 5{,}7 \cdot 0{,}0015 = 0{,}45\ см^3/сек.$

10. Потери на трение $N_z = \dfrac{\bar{n}^6 W_0^2 L}{\psi} = 77{,}02 \cdot \dfrac{0{,}23 \cdot 10^{-6} \cdot 117{,}7^2 \cdot 5{,}7}{0{,}0015} =$

$= 0{,}0916\ квт.$

Украинский заочный политехнический институт Поступило 7.I.1971

Ն. ՅԱ. ՏՈԿԱՐ, Վ. Վ. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ

ՊԼՈՒՆՋԵՐԱՅԻՆ ՋՈՒՅԳԵՐԻ ՅՈՒՐՔՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում շարադրված է հիդրոմխթնանիրի պլունժերային զույգերի յուղման լկայունացած ռեժիմների հաշվարկման մեթոդ։ Բերված է փորձարարական հետազոտությունների համառոտ նկարագրումը և փորձնական ու հաշվարկային տվյալների համադրումը, ինչպես նաև պոմպերի պլունժերային զույգերի հաշվարկման ինժեներական մեթոդիկան՝ մշակված այդ արդյունքների հիման վրա։

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Абрамов А. А., Андреев В. Б. О применении метода прогонки к нахождению периодических решений дифференциальных и разностных уравнений.—ЖВМ и МФ, 3, № 2, 1963.
2. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений, т. 1, 2. 1959.
3. *Коровчинский М. В.* Основы работы подшипников скольжения. 1959.
4. *Михлин С. Г., Смолицкий Х. Л.* Приближенные методы решения дифференциальных и интегральных уравнений. 1965.
5. *Самарский А. А.* Введение в теорию разностных схем.—«Наука», 1971.
6. *Токарь Н. Я.* Проектирование и расчет опор трения.—«Машиностроение», 1971.
7. *Яненко Н. Н.* Метод дробных шагов решения многомерных задач математической физики.—«Наука», 1967.