

УДК 621.43

АНАЛИЗ РЯДА РЕКОМЕНДАЦИЙ О РАСЧЁТЕ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А. Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42–04–42

Аннотация – в статье проанализирован ряд известных зависимостей, позволяющих определить объёмный расход рабочей жидкости (моторного масла) через подшипники скольжения автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Рассмотренные зависимости разделены на группы, сходные по математическому виду: одночленные мультипликативные и двучленные. Последние, в свою очередь, разделены на две подгруппы, отличающиеся по характеру вхождения частоты вращения вала. Внутри этих подгрупп имеется ряд весьма сходных формул, но они могут давать несовпадающие результаты, вследствие неодинаковости рекомендуемых авторами числовых величин одноимённых параметров. Ввиду вхождения большого количества факторов в рассмотренные зависимости, для сопоставления результатов расчёта расхода масла по ним требуется проведение трудоёмкого «вычислительного эксперимента».

Ключевые слова – расход, масло, подшипник скольжения, двигатель, зависимость.

Постановка проблемы. В конструкциях автотракторных ДВС, а также других механизмов, часто применяются подшипники скольжения (ПС) благодаря относительной простоте устройства, компактности и способности устойчиво работать при широких изменениях нагрузки и частоты вращения. Эти ПС служат основными потребителями рабочей жидкости – моторного масла, поступающего от масляного насоса под избыточным давлением после очистки от примесей.

Расчётом параметров ПС предусматривается определение объёмного расхода рабочей жидкости (далее – масла) Q_m . От него

зависит как «эффективная» (средняя) температура масла в зазоре ПС $T_{м,эф}$, так и температура поверхностей деталей, ограждающих этот зазор – шейки вала и вкладыша.

Излагаемые разными авторами методики расчёта ПС, включая определение Q_m , основаны на теории жидкостной смазки (ТЖС) или гидродинамического трения, созданной в конце XIX века Н.П. Петровым, О. Рейнольдсом и развитой затем другими учёными [1]. Однако это не исключает различий, в частности, в опубликованных формулах для расчёта объёмного расхода масла, дающих несовпадающие результаты даже для одинаковых условий работы ПС. Читателю неспециалисту в данной области сложно установить, какой из предлагаемых разными авторами подходов более правильный.

Анализ последних исследований. Давление масла, поступающего в ПС, по данным [2] может находиться в пределах 0,25...1,6 МПа при нормальной нагрузке ДВС. Температура масла, поступающего в ПС, не должна превосходить 70...75°C в автомобильных двигателях с искровым зажиганием и 75...88°C в дизелях. Температура же вкладышей и масла, вытекающего из зазора ПС, не должна превышать 100°C [3]. В авиационных ДВС допускалось повышение температуры выходящего масла даже до 125°C во время взлёта самолёта [4]. Поэтому правомерно ограничить температуру масла, вытекающего из ПС, величиной примерно 120°C = 393 К [5].

Первоначальными вариантами ТЖС учитывалось влияние «эффективной» температуры масла (усреднённой по объёму зазора ПС) на его динамическую вязкость η_m , но не учитывалось влияние на этот показатель давления масла p_m . Последнее было оправдано как необходимостью упрощения теории, так и более слабым влиянием давления, чем температуры, на η_m . Форсирование ДВС часто сопровождается повышением нагрузок в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), в том числе нагрузок на ПС, вследствие чего даже при повышенной температуре масла снижение его вязкости в зазоре ПС несколько сдерживается благодаря повышенному местному давлению.

Разными авторами, как изложено ниже, предлагались различные формулы для определения величины объёмного расхода масла через ПС. Эти формулы полностью не совпадают как по структуре, так и по характеру учёта основных факторов, в том числе давления масла, поступающего в ПС. Для большего удобства сопоставления различных формул, определяющих Q_m , перейдём от абсолютного расхода к безразмерному κ_m , разделив обе части формулы на $nd^3/60$:

$$\kappa_m = 60Q_m / (nd^3), \quad (1)$$

где n – частота вращения вала, 1/мин; d – диаметр вала, м. В отличие от безразмерного коэффициента q , пояснённого ниже, κ_m определяется

через один основной размер ПС – диаметр вала и аналогичен коэффициенту производительности лопаточной машины [6]. Исходные формулы для Q_m далее пронумерованы с добавлением буквы «а», а производные формулы для безразмерного расхода масла κ_m – с добавлением буквы «б».

Формулирование цели статьи (постановка задания): проанализировать ряд известных расчётных зависимостей, рекомендуемых для определения величины объёмного расхода масла через ПС, выявить у них черты сходства и отличия.

Основная часть. Известен ряд формул для определения Q_m , имеющих вид одночлена – произведения нескольких сомножителей, характеризующих параметры конструкции и показатели режима работы ПС [7 – 10]. Теоретически наиболее обоснована из них зависимость [7], определяющая объёмный расход масла через пропорциональность безразмерному коэффициенту суммарного расхода q масла из торцов ПС:

$$Q_m = 0,5\omega s l d q, \quad (2a)$$

где $\omega = n/9,5493$ – угловая скорость вала, рад/с; s – рабочий диаметральный зазор в ПС; l – рабочая длина ПС; d – диаметр вала; если эти размеры принять в метрах, то объёмный расход получится в кубометрах за секунду. Значения q для нагруженной зоны ПС (обозначается q_1) найдены в ТЖС и табулированы; они зависят от угла охвата вала корпусом ПС ($90 \dots 360^\circ$), отношения $l/d = 0,4 \dots 1,5$ и относительного эксцентриситета (ОЭ) вала в объёме зазора ПС. Последний параметр обозначается буквами ε или χ , находится в пределах $0,2 \dots 0,99$ и равен отношению эксцентриситета к радиальному зазору $s/2$. Чтобы не путать ОЭ со степенью сжатия ДВС ε , далее ОЭ обозначается ε_χ . Для ненагруженной зоны ПС значение q (обозначается q_2) рекомендуется вычислять по формулам, учитывающим способ подвода масла в ПС, также в зависимости от ОЭ вала. Значение q в (2a) равно сумме q_1 и q_2 . Безразмерный аналог формулы (2a) имеет вид

$$\kappa_{m(2)} \approx 3,1416 \cdot (l/d) \psi q, \quad (2б)$$

где $\psi = s/d$ – относительный рабочий диаметральный зазор ПС, находящийся обычно в пределах $(0,5 \dots 2) \cdot 10^{-3}$. Рабочий диаметральный зазор, как правило, несколько больше монтажного вследствие различного теплового расширения вала и вкладыша при достижении рабочих температур [7].

Хотя подход, давший формулу (2a), достаточно общий, его недостатком является несовпадение значений безразмерного коэффициента q_1 , приводимых разными авторами для одинаковых значений l/d и ОЭ. Это ведёт к соответствующим, иногда значительным различиям результатов подсчёта объёмного расхода по формуле (2). Так,

при $l/d = 0,5$ и ОЭ $\varepsilon_{\chi} = 0,8$ источниками [2] и [7] рекомендуються значения $q_1 = 0,227$ и $0,330$ соответственно.

П.И. Орлов [8] со ссылкой на Г. Фогельполя рекомендует формулу для вычисления объёмного расхода масла ($\text{см}^3/\text{с}$)

$$Q_M = 0,0033(2,8 - l/d)nsld \sqrt[3]{1 + p_M}, \quad (3a)$$

где размеры s , l , d в сантиметрах; избыточное давление масла p_M в килограммах–сила на 1 см^2 . После замены единиц измерения (частота вращения в оборотах за секунду, размеры ПС – в метрах, давление масла – в мегапаскалях), l на $0,1$ и деления $(0,1 + p_M)$ на переводной коэффициент $0,098 \text{ МПа}$ на $1 \text{ кгс}/\text{см}^2$, коэффициент $0,0033$ заменяется коэффициентом $0,42936 \dots \approx 0,43$. Уникальной, по-видимому, особенностью формулы (3a) служит переход от избыточного давления масла p_M к абсолютному $(0,1 + p_M)$. Это может быть полезно при анализе работы ПС выше уровня моря (например, в авиации или эксплуатации наземных ДВС в горах) или даже на других планетах; тогда вместо $0,1$ под знаком корня должно быть иное значение внешнего давления среды. Безразмерный аналог формулы (3a) имеет вид

$$\kappa_{M(3)} \approx 0,43 \cdot (l/d) (2,8 - l/d) \psi \sqrt[3]{0,1 + p_M}, \quad (3б)$$

где числовой коэффициент имеет размерность $\text{МПа}^{-1/3}$. При отсутствии давления масла $\kappa_{M(3)} > 0$, чем отражена способность ПС к захвату рабочей жидкости, поступающей в зазор даже без помощи насоса (например, за счёт капиллярных сил). Квадратичная функция l/d в (3б) имеет максимум при $(l/d)_{\text{opt}} = 1,4$.

Г. Фогельполь [9] для оценки объёмного расхода масла в ПС ($\text{см}^3/\text{с}$) в предельном случае минимальной нагрузки, первоначально рассмотренном ещё Н.П. Петровым, предложил простейшую формулу

$$Q_{M1} \approx 0,25 \cdot l s u, \quad (4a)$$

где $u \approx 0,05236 \cdot n d$ – окружная скорость вала, $\text{см}/\text{с}$. Расход в кубометрах за секунду можно получить с помощью (4a), подставив размеры в метрах. Безразмерный аналог формулы (4a) имеет вид

$$\kappa_{M(4)} \approx 0,7854 \cdot (l/d) \psi. \quad (4б)$$

Зависимость (4a) показала значительные отклонения вычисленного объёмного расхода масла от экспериментальных значений, полученных В. Нюккером и другими авторами, цитировавшимися в [9]. (Также из этих опытных данных следует, что влияние давления масла на Q_M не соответствует формуле (3a).)

Учитывая это, Г. Фогельполь [9] предложил определять необходимый для ПС расход масла, ориентируясь на ожидаемое значение коэффициента трения $f_{\text{тр}}$ и допустимое изменение температуры масла $\Delta T_{M(\text{ПС})} = 10 \dots 20 \text{ К}$ при его протекании через зазор ПС:

$$Q_{M\Pi} = f_{\text{тр}} P_{\text{внеш}} u / ((\rho c)_M \Delta T_{M(\text{ПС})}) > Q_{M1}, \quad (5a)$$

где $(\rho c)_m \approx 170 \text{ кгс}\cdot\text{м}/(\text{л}\cdot\text{К}) \approx 1,8 \text{ МДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$ – удельная объёмная теплоёмкость минерального масла, очень слабо зависящая от температуры и давления [3]. Формула (5а) неудобна тем, что коэффициент трения $f_{\text{тр}}$ зависит от вязкостно–температурных свойств масла и параметров конструкции ПС. Безразмерный аналог формулы (5а) имеет вид

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{M(5)}} &\approx 3,1416 \cdot f_{\text{тр}} \cdot P_{\text{ПС}} / ((\rho c)_m \Delta T_{\text{M(ПС)}} d^2) = \\ &= 3,1416 \cdot f_{\text{тр}} \cdot k_{\text{ПС}} (1/d) / ((\rho c)_m \Delta T_{\text{M(ПС)}}), \end{aligned} \quad (5б)$$

где $k_{\text{ПС}} = P_{\text{ПС}}/(dl)$ – удельная внешняя нагрузка ПС, Па; $P_{\text{ПС}}$ – внешняя сила (Н), сближающая вал и вкладыш ПС. Если $(\rho c)_m \approx 1,8 \text{ МДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$, то $k_{\text{ПС}}$ можно подставлять в (5б) в мегапаскалях.

Г.В. Стаховяк и Э.У. Бэчелор [10] привели по данным К.М. Эттлса регрессионную зависимость массового расхода масла (кг/с) через ПС от кинематической вязкости масла ($\text{мм}^2/\text{с}$) при температурах около 38 и 93°C, температуры масла (в градусах Фаренгейта, °F), частоты вращения вала $n/60$ (1/с) и размеров ПС (в метрах). После деления массового расхода на плотность масла $\rho_m \approx 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ и подстановки рекомендуемых значений показателей степени при факторах, получим выражение

$$\begin{aligned} Q_M &= 1479/900 \cdot v_{\text{up}}^{0,524} v_{\text{down}}^{-1,07} T_{\text{M(F)}}^{0,276} l^{0,212} d^{1,381} \cdot \\ &\cdot (s/2)^{1,457} (n/60)^{0,821} (1 + \ln W^*)^{1,699}, \end{aligned} \quad (6а)$$

где v_{up} и v_{down} – значения кинематической вязкости масла ($\text{мм}^2/\text{с}$) при температурах соответственно около 38 и 93°C; W^* – неуказанный параметр. После действий с постоянными в (6а) получается числовой коэффициент $0,020755 \approx 0,021$. Безразмерный аналог формулы (6а) имеет вид

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{M(6)}} &= 1,2453 \cdot v_{\text{up}}^{0,524} v_{\text{down}}^{-1,07} T_{\text{M(F)}}^{0,276} l^{0,212} s^{1,457} d^{-1,619} \cdot \\ &\cdot n^{-0,179} (1 + \ln W^*)^{1,699}, \end{aligned} \quad (6б)$$

где температура масла $T_{\text{M(F)}}$ связана с его температурой T_m , выраженной в градусах Цельсия, соотношением $1,8T_{\text{M(°C)}} + 32$. Произведение степенных функций $l^{0,212} s^{1,457} d^{-1,619} = l^{0,05} \psi^{1,457} (1/d)^{0,162}$; при широком изменении рабочей длины ПС $l^{0,05} \approx 0,8 \dots 1$, то есть этот размер на $\kappa_{\text{M(6)}}$ влияет слабо. Недостатками этих формул, несомненно интересных, служат неопределённость параметра W^* и одновременное вхождение как самой температуры масла (вероятно, на входе в ПС), так и значений его кинематической вязкости при двух значениях температуры.

Хотя рассмотренные одночленные формулы для определения Q_M часто довольно просты, их общим недостатком служит невозможность анализа разделения общего потока масла, поступающего в ПС, между различными зонами. Этот недостаток, за счёт усложнения, преодолён у зависимостей, которые имеют математический вид двучлена или приводятся к нему. Их можно разделить на две подгруппы.

В первой подгруппе этих зависимостей [2, 7, 11 – 13] объёмный расход масла формально считается пропорциональным частоте вращения вала (или его угловой скорости $\omega = n/9,5493$), которую можно вынести за скобки двучлена:

$$Q_M = n(b_0 + b_{1p}p_M/k_{ПС}), \quad (7a)$$

где b_0 и b_{1p} – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и средней динамической вязкости (СДВ) масла $\eta_{M,эф}$ в зазоре ПС, то есть от температуры масла $T_{M,эф}$. Безразмерный аналог формулы (7a) имеет вид

$$\kappa_{M(7)} = 60(b_0 + b_{1p}p_M/k_{ПС})d^{-3}. \quad (7б)$$

Отношение $p_M/k_{ПС}$ служит критерием подобия применительно к расходу масла ПС; в [13] вместо него использован родственный критерий подобия $p_M/(\omega\eta_{M,эф})$. Величина удельной нагрузки $k_{ПС}$ может изменяться от долей мегапаскаля до десятков мегапаскалей и ограничивается прочностью материала вкладышей. Так как давление масла, как правило, намного меньше $k_{ПС}$, то критерий $p_M/k_{ПС} \ll 1$, но это не значит, что вторым слагаемым в (7a) можно пренебречь. Критерий же $p_M/(\omega\eta_{M,эф})$ может находиться в пределах $10^3 \dots 2 \cdot 10^6$, то есть он намного более вариабелен, чем $p_M/k_{ПС}$, и потому менее удобен.

В работах [7; 11] в выражении для коэффициента b_{1p} выделены два слагаемых, одним из которых учитывается расход масла из торцов ненагруженной зоны ПС, а вторым – через орган подачи и распределения масла (отверстие, канавку и (или) карманы), выполненный во вкладыше.

Выражения, по которым можно рассчитать коэффициенты b_0 и b_{1p} по рекомендациям работ [2, 7, 11 – 13], умноженные на $60d^{-3}$, приведены в таблице 1 и сопоставлены; вновь появившиеся параметры пояснены под ней. При выводе выражений, приведённых в таблицах 1 и 2, старые единицы измерения величин были заменены единицами СИ, с проверкой правильности преобразования с помощью числовых примеров.

Пояснения параметров в выражениях (т1–2) – (т1–4):

β – коэффициент, учитывающий истечение из торцов ненагруженной зоны, независимо от способа подвода масла в ПС; зависит от угла охвата ПС и ОЭ;

ϑ – коэффициент, учитывающий дополнительное истечение через орган подачи и распределения масла;

$b_{кан}$ – ширина канавки или кармана во вкладыше (в окружном направлении);

a_1 – расстояние от края канавки до края вкладыша (в продольном направлении);

$\lambda_{\text{ПС},\omega} = \omega\eta_{\text{м,эф}}/k_{\text{ПС}}$ – «характеристика режима» ПС, которой пропорционален коэффициент трения при жидкостной смазке [1, 3, 7, 8, 10, 11]. При определении через частоту вращения вала n этот параметр дальше обозначается $\lambda_{\text{ПС},n}$.

Таблица 1 – Выражения для расчёта коэффициентов b_0 и b_{1p} в формулах (7а) и (7б)

Источ–ник	Выражение для $60d^{-3}b_0$ (номер)	Выражение для $60d^{-3}b_{1p}$ (номер)	Примечание
[2; 12]	$3,1416\psi(1/d)q_1$ (т1–1)	$3,1416\beta\psi^3(1/d)^{-1}/\lambda_{\text{ПС},\omega}$ (т1–2)	В [12] принят коэффициент 2 для b_{1p} . Подача масла через один карман в плоскости разьёма, расположенный после нагруженной зоны [7]
[7; 11]	То же	$3,1416\psi^3(1/d)^{-1}/\lambda_{\text{ПС},\omega}^*$ $*(\beta+\vartheta(b_{\text{кан}}/d)(1/a_1-2))$ (т1–3)	Подача масла через две закрытые продольные канавки в плоскости разьёма
[13]	То же; вместо q_1 использован q_T	2–е слагаемое в скобках (7б): $3,1416\beta\psi^3(1/d)^{-1}p_M/(n\eta_{\text{м,эф}})$ (т1–4)	

Из 2–го столбца таблицы 1 видно, что выражения для $60d^{-3}b_0$ идентичны. Неудобством, однако, здесь является вышеупомянутая неодинаковость значений q_1 , рекомендуемых разными авторами. Из 3–го столбца этой таблицы также видно значительное сходство приведенных выражений для $60d^{-3}b_{1p}$. Различия между ними обусловлены способом учёта расхода масла через орган подачи и распределения масла. В выражении (т1–4) отношение $p_M/(n\eta_{\text{м,эф}})$ путём умножения и деления на удельную нагрузку $k_{\text{ПС}}$ приводится к виду $p_M/(\lambda_{\text{ПС},n}k_{\text{ПС}})$. Поэтому выражение $60d^{-3}b_{1p}$ для этого случая становится почти идентичным (т1–2), так как обе формы «характеристики

режима» – $\lambda_{\text{ПС},n}$ и $\lambda_{\text{ПС},\omega}$ – взаємно пропорціональні через коефіцієнт 9,5493.

Во второй подгруппе двучленных зависимостей [3; 14 – 19] одним из слагаемых в основном отражается влияние частоты вращения вала n на Q_m , а другим – влияние избыточного давления масла p_m , поступающего в ПС:

$$Q_m = a_n n + a_p p_m / k_{\text{ПС}}, \quad (8a)$$

где a_n и a_p – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и СДВ масла $\eta_{m,\text{эф}}$ в зазоре ПС. Зависимостью a_p от частоты вращения вала n усложняется влияние частоты вращения вала на Q_m , но влияние давления масла на Q_m формально остаётся линейным. Величина a_p может определяться с учётом размеров отверстий или канавок, через которые масло вводится в рабочую часть зазора ПС. Безразмерный аналог формулы (8a) имеет вид

$$k_{m(8)} = 60(a_n + a_p/n * p_m / k_{\text{ПС}}) d^{-3}. \quad (8б)$$

Выражения, по которым можно рассчитать коэффициенты a_n и a_p/n по рекомендациям работ [3; 14 – 19], умноженные на $60d^{-3}$, приведены в таблице 2 и сопоставлены. М.М. Вихерт и соавторы [17] привели такой же метод расчёта Q_m , как и позже В.А. Ваншейдт [14], но без учёта истечения масла через орган подачи и распределения. Поэтому в таблице 2 не приведены выражения, соответствующие работе [17], однако её достоинством служит более ясное изложение расчёта, чем в работе [14].

Пояснения параметров в выражениях (т2–1) – (т2–9) этой таблицы:

β_m – введенный П.И. Орловым [15] параметр, отражающий влияние способа подвода масла в ПС; при подводе через окружную канавку равен 1, а через отверстия – рекомендуется в пределах 0,2...0,6;

ξ и ζ – идентичные параметры, различающиеся в 100 раз, что видно по коэффициентам в (т2–3) и (т2–5), и выбираемые в зависимости от l/d и ОЭ ϵ_x по графикам;

α_x – параметр, характеризующий истечение масла в торцы ненагруженной зоны ПС и вычисляемый, как кубический полином относительно ϵ_x (свободный член полинома равен единице, а коэффициенты при степенях ϵ_x несколько отличаются в работах [16] и [14; 17]);

размеры $b_{\text{кан}}$ и a_b (т2–6) принимаются так же, как и в (т1–3), а ширина канавки $b_{\text{кан}}$ в (т2–8) принимается в продольном направлении (вдоль длины ПС).

По данным А.М. Гурина [20], у вкладышей коренных подшипников карбюраторных двигателей отношение $b_{\text{кан}}/l_0 \approx$

0,06...0,2, а у вкладышей этих ПС дизелей $b_{\text{кан}}/l_0 \approx 0,05...0,33$ (l_0 – полная длина шейки коленчатого вала, включающая переходные к щёкам участки).

Таблица 2 – Выражения для расчёта коэффициентов a_n и a_p в формулах (8а) и (8б)

Источ-ник	Выражение для $60d^{-3}a_n$ (номер)	Выражение для $60a_p/(nd^3)$ (номер)	Приме-чание
[15]	$0,761(1+d/l)^{0,6}\psi^{2,2}\lambda_{\text{ПС},n}^{-0,6}$ (т2-1)	$38,45\beta_M(1+d/l)^{1,2}\psi^{3,4}\lambda_{\text{ПС},n}^{-1,2}$ (т2-2)	
[16]	$0,0628\psi(l/d)^{-1}\xi$ (т2-3)	$7,96\alpha_\chi\psi^3(l/d)^{-1}\lambda_{\text{ПС},n}^{-1}$ (т2-4)	
[14]	$6,283\psi\zeta$ (т2-5)	$5\alpha_\chi\psi^3\lambda_{\text{ПС},n}^{-1}((l/d)^{-1} + (b_{\text{кан}}/l)(0,5l/a_1 - 1))$ (т2-6)	Подача масла через две закрытые продольные канавки в плоскости разъёма и «холодильники» вкладышей
[3; 18]	$6,283\psi q_1$ (т2-7)	$60\psi^3 q_2 / \lambda_{\text{ПС},n}$, где $q_2 = 0,1309(1 + 1,5\varepsilon_\chi^2) * (l/d)^{-1} / (1 - b_{\text{кан}}/l)$ (т2-8)	Подача масла через окружную канавку в поперечной плоскости симметрии вкладыша
[19]	$1,257\psi\varepsilon_\chi(l/d - 0,05)^{0,72}$ (т2-9)	То же	То же

Степенная функция l/d в выражении (т2-9) получена автором на основании графика [19], аппроксимируя его кривые с относительной погрешностью примерно $\pm 3\%$. Значения безразмерного коэффициента расхода из торцов нагруженной зоны ПС q_1 , табулированные в справочниках [3; 18], намного меньше соответствующих значений q_1 , рекомендуемых в работах [2, 7, 11].

Из 2-го столбца таблицы 2 видно, что выражения (т2-3), (т2-5),

(т2–7) и (т2–9) для $60d^{-3}a_n$ аналогічні, а вираження (т2–1), отримане на основі роботи [15], суттєво відрізняється як по величині степені у відносительного діаметрального зазору ψ , так і відсутністю впливу ОЭ, від якого формально не залежить «характеристика режиму» ПС $\lambda_{\text{ПС,п}}$. Серед виражень для $60a_p/(nd^3)$, наведених в 3–м стовпці таблиці 2, також є схожість між (т2–4), (т2–6) і (т2–8) по величині степені у ψ , а відмінності обумовлені способом урахування витрати через орган підводу і розподілу мастила. Тут видно суттєві відмінності вираження (т2–2), отриманого на основі роботи [15], від нижче наведених: інакше урахувано вплив способу підводу мастила (коефіцієнтом β_m), відносительної довжини ПС l/d , декілька більше абсолютна величина степенів у параметрів ψ і $\lambda_{\text{ПС,п}}$.

В роботі [7] наведені вираження для розрахування середньої і максимальної температур мастила в ПС, отримані І.Я. Токарем і співавторами для погіршених режимів роботи ПС, коли витрата мастила в 1,25...5 раз менше можливого (номинального). З цих виражень можна вивести одночленні залежності для розрахування цього витрати мастила. Так, різниця середньої і початкової температур мастила в ПС (по І.Я. Токарю і др.)

$$T_{\text{м,эф}} - T_{\text{м,вх}} = \frac{2,5}{\alpha_{\text{ТМ}}} \left(\frac{k_{\text{ПС}} \psi^2}{A_{\text{М}} \omega} \right)^{-0,23} \left(\frac{k_{\text{ПС}} \alpha_{\text{ТМ}}}{(\rho c)_{\text{М}}} \right)^{0,768} \left(\frac{8Q_{\text{М}}}{\omega d^3} \right)^{-0,224}, \quad (9a)$$

де $A_{\text{М}}$ і $\alpha_{\text{ТМ}}$ – постійні в упрощеній залежності динамічної в'язкості мастила від температури, в формі $\eta \approx A_{\text{М}} \exp(-\alpha_{\text{ТМ}}(T_{\text{М}} - 273))$, Па·с. В джерелі вказано також, що випробовувался ПС з параметрами $l/d = 0,86$; $\psi = 0,0032$ і кутом охоплення корпусу 135° (незамкнутий), а витрата мастила в ряду експериментів підвищувалася до двох номінальних значень.

В [7] вказані діапазони зміни критеріїв подібності – множників в дужках в (9a): перший повинен бути в межах 0,168...2,68; другий – в межах 0,011...0,044; третій, рівний $1,2732\chi_{\text{М}}$ – в межах $3,14 \cdot 10^{-5} \dots 6,43 \cdot 10^{-3}$. Вирази (9a) і аналогічний для максимальної температури мастила справедливі при ОЭ $0,9 > \epsilon_{\chi} > 1$ і можуть застосовуватися не тільки при недостатній подачі мастила, але і при режимі перегазування ПС, коли витрата мастила $Q_{\text{М}}$ рівна номінальному. Останній в [7] рекомендується визначати пропорційно відношенню $p_{\text{М}}/\eta_{\text{М,вх}}$ надлишкового тиску мастила на вході в ПС до величини динамічної в'язкості мастила при початковій температурі, тобто як в формулі (8a) без першого доданку, причём $p_{\text{М}}/\eta_{\text{М,вх}} = n(\eta_{\text{М,эф}}/\eta_{\text{М,вх}})\lambda_{\text{ПС,п}}^{-1}(p_{\text{М}}/k_{\text{ПС}})$, а відношення значень в'язкості мастила приблизно рівно $\exp(-\alpha_{\text{ТМ}}(T_{\text{М,эф}} - T_{\text{М,вх}}))$.

Подставляя удельную объёмную теплоёмкость масла $(\rho c)_m \approx 1,8 \cdot 10^6$ Дж/(м³К), заменяя угловую скорость вала на частоту вращения n (1/мин) и выражая \mathcal{K}_m из (9а), получим приближённую зависимость

$$\mathcal{K}_{m(9)} = \frac{1,8 \cdot 10^{-21} A_m n^{1,03} k_{\text{ПС}}^{2,40}}{\alpha_{T_m} \Psi^{2,05} (T_{m,\text{эф}} - T_{m,\text{вх}})^{4,46}}, \quad (9б)$$

неудобную тем, что разность температур масла, находящуюся в знаменателе в степени 4,46, нужно задавать произвольно. Кроме того, точность этой формулы может ухудшаться, если параметры l/d и ψ , а также угол охвата корпуса будут отличаться от принятых в опытах И.Я. Токарем и соавторами.

Из выражений, приведённых в таблицах 1 и 2, видно, что безразмерный расход масла \mathcal{K}_m зависит от 14 факторов, часть которых можно предварительно задать (ψ , l/d , $b_{\text{кан}}/l$, l/a_l , $p_m/k_{\text{ПС}}$, $\lambda_{\text{ПС},n}$, ε_x , β_m); обычно также известен диаметр вала d . Остальные же факторы взаимосвязаны (β , ϑ , ξ , ζ , α , q_1) и также зависят от факторов l/d , ε_x . Если даже не рассматривать влияния способа подвода масла к ПС, то остаётся 5–6 независимых факторов. В одночленных формулах (3б), (5б) и (6б) дополнительно имеется 9 факторов (p_m , $f_{\text{тр}}$, $k_{\text{ПС}}/((\rho c)_m \Delta T_{m(\text{ПС})})$, значения кинематической вязкости масла при температуре около 38 и 93°C, T_m , l , n , W^*), из которых предварительно задать можно также 5–6 факторов: p_m , T_m , коэффициенты вязкостно–температурной характеристики масла (обуславливающие указанные величины кинематической вязкости), n . Поэтому задача сопоставления результатов расчёта \mathcal{K}_m по рассмотренным зависимостям требует проведения трудоёмкого «вычислительного эксперимента».

Особенностью работы ПС в ДВС является переменность внешней нагрузки ПС в течение рабочего цикла, продолжительность которого равна $120/n$ секунд у 4–тактных двигателей. Поэтому до развития вычислительных технологий эти ПС рассчитывались по нагрузке, усреднённой за рабочий цикл (при номинальном режиме), а также по нагрузке, близкой к максимальной в течение цикла [14]. При увеличении $k_{\text{ПС}}$ или снижении n или $\eta_{m,\text{эф}}$ величина $\lambda_{\text{ПС},n}$, коэффициент трения $f_{\text{тр}}$ и толщина слоя масла в нагруженной зоне снижаются до минимальных (критических) значений, когда начинается взаимное касание микронеровностей поверхностей вала и вкладыша ПС. Считается [2; 12], что если общая продолжительность таких касаний в течение рабочего цикла ДВС не превышает 20% его времени, то работоспособность ПС коленчатого вала приемлемая, хотя будет наблюдаться износ сопряжённых деталей. По данным [18], интенсивность линейного изнашивания шеек коленчатых валов ДВС,

обусловленная в том числе и этими касаниями, составляет $10^{-12} \dots 10^{-10}$. В то же время, для хорошо смазываемых ПС эта интенсивность находится в пределах лишь $10^{-13} \dots 10^{-12}$, то есть на один–два порядка ниже.

В предыдущей работе [21] автор, классифицируя факторы износа ДВС, обратил внимание на те из них, которые могут усиливать износ деталей (в данном случае – ПС) независимо от наличия или отсутствия касаний шеек вала и вкладышей ПС. Это, например, деградация противоизносных свойств масла (вследствие срабатывания соответствующих присадок), накопление примесей и агрессивных веществ в нём; механическая усталость материалов деталей, обусловленная переменностью величины и направления внешней нагрузки ПС. Различные материалы, применяемые для изготовления вкладышей ПС (баббиты, алюминий–оловянные сплавы, свинцовистые и оловянистые бронзы и т.д.) имеют весьма несходные свойства сопротивляемости воздействию выше перечисленных факторов и нуждаются в дополнительной защите, обеспечиваемой противоизносными и противокоррозионными присадками моторных масел [2, 12, 22].

Выводы. Из изложенного в статье вытекает следующее:

1. Более разнообразной структурой отличаются одночленные формулы для расчёта объёмного расхода масла через ПС, чем двучленные. При этом в ряде одночленных формул не учтено влияние давления масла, подаваемого в ПС, хотя оно экспериментально установлено.

2. Двучленные формулы для расчёта объёмного расхода масла, учитывающие влияние давления масла, можно разделить на две подгруппы по характеру учёта влияния частоты вращения вала.

3. Внутри каждой из подгрупп есть формулы, имеющие значительное сходство, а иногда идентичные, как для их первых слагаемых (во вторых слева столбцах таблиц 1 и 2). Однако имеются существенные расхождения в рекомендуемой величине безразмерного коэффициента расхода масла из торцов нагруженной зоны.

4. Форма выражений для вторых слагаемых двучленных формул зависит от того, как учтены особенности способа подвода и распределения масла в ПС. Независимо от этих особенностей, единообразно учтено влияние относительных диаметрального зазора и длины ПС – в виде произведения $\psi^3(1/d)^{-1}$.

5. Сопоставление результатов расчёта безразмерного объёмного расхода масла \mathcal{M}_m по рассмотренным зависимостям затруднено вхождением в них большого количества факторов, из которых около 10 могут быть предварительно заданы, а остальные взаимосвязаны между собой и с задаваемыми факторами.

Литература:

1. Современная трибология: итоги и перспективы / Э. Д. Браун [и др.]; отв. ред. К. В. Фролов. – М., 2008. – 480 с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник / Н. Д. Чайнов [и др.]; под ред. Н. Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
3. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т. 2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
4. Авиационные двигатели. Сборник справочных материалов / под ред. М. А. Левина, Г. В. Сеничкина. – М.: Машгиз, 1951. – 244 с.
5. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 336с.
6. Тракторные дизели: справочник / под ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 536 с.
7. Воскресенский В. А. Проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
8. Орлов П. И. Основы конструирования / П. И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1972. – Кн. 2. – 528 с.
9. Vogelpohl, G. (1958). *Betriebssichere Gleitlager. Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. doi:10.1007/978-3-662-11243-4.
10. Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. (2014). *Engineering tribology*. Amsterdam: Elsevier.
11. Чернавский С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 244 с.
12. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
13. Автомобильные двигатели: курсовое проектирование / под ред. М. Г. Шатрова. – М.: Академия, 2011. – 256 с.
14. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей / В. А. Ваншейдт. – Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.
15. Орлов П. И. Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей. Ч. 1 / П. И. Орлов. – М.: Оборонгиз, 1940. – 668 с.
16. Паллей З. С. Гидродинамический расчет подшипников скольжения авиационных двигателей / З. С. Паллей. – Л., 1947. – 100 с.
17. Вихерт М. М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт [и др.]; под ред. Ю. А. Степанова. – 2-е изд.,

перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.

18. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV–1 / под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

19. Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.) (2006). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

20. Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели: справочник / А. М. Гугин. – Л.: Машиностроение, 1967. – 260 с.

21. Стефановский А. Б. Влияние моторного масла на причины и факторы износа автотракторных двигателей / А. Б. Стефановский // Праці ТДАТУ. Техн. науки. – Мелітополь, 2017. – Вип.17, т.3. – С. 106–116.

22. Григорьев М. А. Качество моторного масла и надежность двигателей / М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. А. Долецкий. – М.: Изд.-во стандартов, 1981. – 232 с.

АНАЛІЗ РЯДУ РЕКОМЕНДАЦІЙ ПРО РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ПІДШИПНИКАМИ КОВЗАННЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Стефановський О.Б.

Анотація – у статті проаналізовано ряд відомих залежностей для визначення об'ємної витрати робочої рідини (моторного масла) через підшипники ковзання автотракторних двигунів внутрішнього згорання. Розглянуті залежності розділені на групи, подібні за математичним видом: одночленні мультиплікативні і двочленні. Останні, в свою чергу, розділені на дві підгрупи, що відрізняються за характером входження частоти обертання вала. У середині цих підгруп є ряд дуже схожих формул, але вони можуть давати неспівпадаючі результати, внаслідок неоднаковості рекомендованих авторами числових величин однойменних параметрів. З огляду на входження великої кількості факторів в розглянуті залежності, для зіставлення результатів розрахунку витрати масла по ним потрібне проведення трудомісткого «обчислювального експерименту».

**ANALYSIS OF SOME REFERENCES ON CALCULATION
OF THE WORKING FLUID FLOW RATE OF AUTOMOTIVE
ENGINE JOURNAL BEARINGS**

A. Stefanovsky

Summary

A number of known formulae allowing determination of the volumetric flow rate of the working fluid (engine oil) in journal bearings of automotive internal combustion engines is analyzed in the paper. The considered formulae are divided into groups similar in mathematical form: multiplicative and binomial. The latter, in turn, are divided into two subgroups, differing in the nature of the occurrence of the shaft rotation speed. Within these subgroups there are a number of very similar formulae, but they may give different results due to the unevenness of numerical values of parameters of the same name recommended by their authors. Due to the fact that a large number of factors are included in the considered formulae, a time-consuming “computational experiment” is required to compare the results of calculating the oil flow ratably them.