

УДК 621.43

Расчет системы смазки поршневого двигателя внутреннего сгорания

Зверев М.С., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Поршневые двигатели»*

Научный руководитель: Барченко Ф.Б., к.т.н., доцент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана

zms13ea905@bmstu.ru

При форсировании двигателей внутреннего сгорания зачастую возникает необходимость в увеличении интенсивности охлаждения поршней. У большинства автотракторных двигателей охлаждение поршней осуществляется маслом из системы смазки двигателя. Поэтому при форсировке двигателя необходимо учитывать увеличение расхода масла, вызванное необходимостью интенсификации охлаждения.

На кафедре «Поршневые двигатели» имеется одноцилиндровая установка (далее ОЦУ) на базе двигателя «КАМАЗ». Установка имеет следующие основные характеристики.

Таблица 1

Техническая характеристика проектируемой одноцилиндровой установки

Диаметр цилиндра, мм	127
Ход поршня, мм	156
Номинальная частота вращения, 1/мин	3 000
Номинальная мощность, кВт	92
Среднее эффективное давление, бар	21
Максимальное давление сгорания, бар	220

В статье рассматривается расчет системы смазки двигателя ОЦУ с форсированным рабочим циклом до 30 МПа. Расчет рабочего цикла двигателя был проведен в программном комплексе Дизель-РК, разработанным на нашей кафедре. Результаты расчета рабочего процесса при указанной форсировке приведены в Таблице 1.

Техническая характеристика одноцилиндровой установки после изменения рабочего процесса

Диаметр цилиндра, мм	127
Ход поршня, мм	156
Номинальная частота вращения, 1/мин	3 000
Номинальная мощность, кВт	158
Среднее эффективное давление, бар	30
Максимальное давление сгорания, бар	294

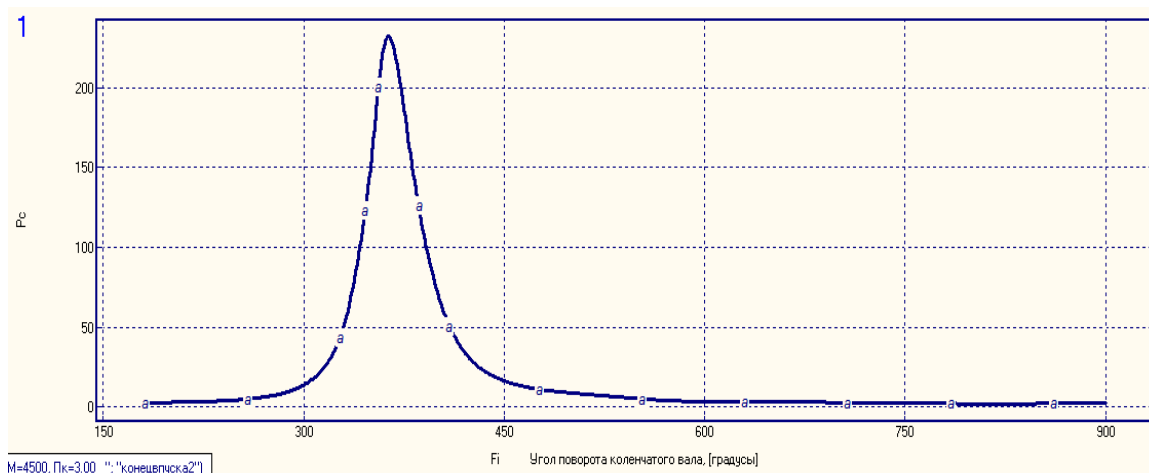


Рис. 1. Индикаторная диаграмма измененного рабочего процесса

У исходной ОЦУ в качестве коренных подшипников были применены подшипники качения, однако, из анализа таблицы 1 видно, что максимальное давление цикла достигает 300 бар, что в пересчете составляет 30 МПа. Подшипники качения, которые были на ОЦУ до форсировки – неработоспособны в таких условиях нагруженности. Установка подшипников качения с большей несущей способностью приведет к значительному снижению частоты вращения коленчатого вала (до 1000 1/мин на режиме максимальной мощности). Поэтому было принято решение установить подшипники скольжения.

На рисунке 2 приведена схема система смазки ОЦУ, которая включает в себя следующие компоненты:

1. трубопроводы (7 штук)
2. коренные подшипники (2 штуки)
3. шатунные подшипники (1 штука)

4. масляный насос (1 штука)
5. масляный фильтр (1 штука)
6. редукционные клапана (3 штуки)

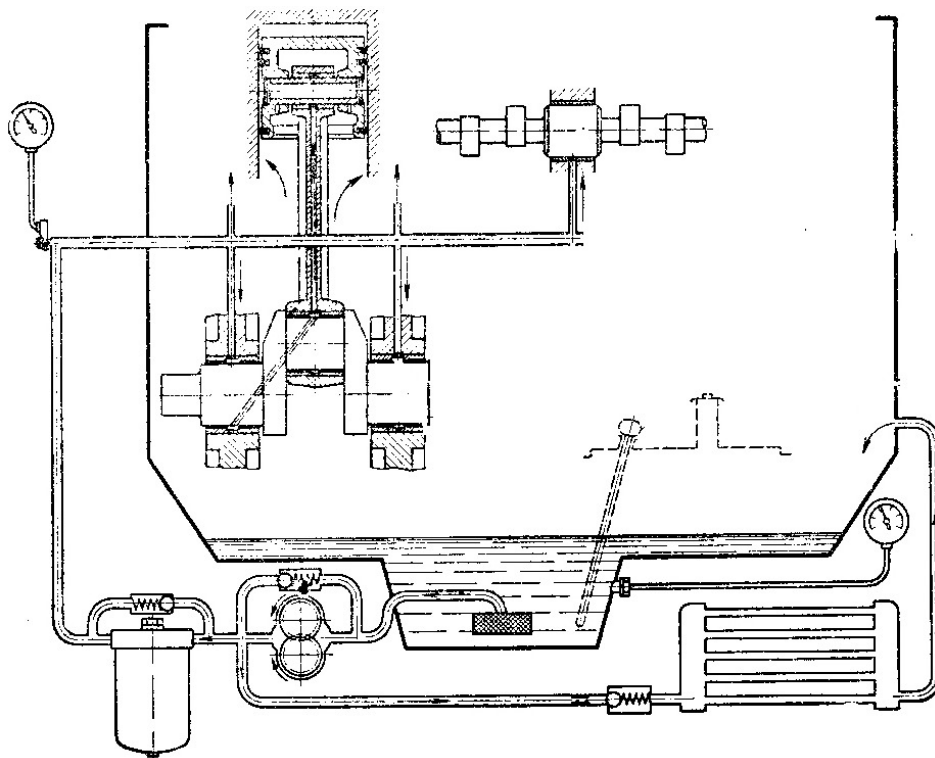


Рис. 2. Система смазки ОЦУ

После этого, с помощью соответствующего расчета [1], было определено количество масла, необходимое для корректной работы ДВС на режиме максимальной мощности. Это количество составляет 903 л/час. Перед нами возник вопрос, обеспечивает ли масляный насос, снятый с установки, требуемую мощность, необходимую для корректной работы ДВС. Был проведен соответствующий расчет по имеющейся геометрии, и полученная производительность, удовлетворяет требуемой.

Далее были произведены расчеты и получены гидравлические характеристики каждого элемента системы смазки одноцилиндровой установки. Расчетная схема системы смазки представлена ниже. В первом приближении для отладки расчета было принято, что масло на смазывание подшипников распределительного вала не расходуется.

В качестве основного расчета, был проведен гидравлический расчет сложной разветвленной гидравлической сети, расчетная схема которой представлена на рисунке 2.

В случае ламинарного течения, тонкий слой краски, впрыснутой в трубу, покажет прямые линии. Смешения слоев жидкости не будет видно. Эта ситуация не сохраняется

для турбулентных течений, в которых смешенная масса расположенные рядом слоев жидкости, появится. Ламинарное течение обычно присутствует, когда число Рейнольдса менее 2100. Критерий Рейнольдса определяется как:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (1)$$

где ρ -плотность, μ -динамическая вязкость жидкости, V -средняя скорость жидкости, D -диаметр трубы. Ранее упомянутый поток обычно находится в переходном режиме, когда число Рейнольдса 2100...4000. Поведение жидкости в переходном режиме непредсказуемо. Поток находится в турбулентном режиме когда число Рейнольдса более 4000.

Сохранение массы для стационарного сечения требует, чтобы массовый расход в любом сечении трубы остается постоянным согласно выражению :

$$m_1 = m_2 = \rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A_2 = \text{const} \quad (2)$$

здесь вновь ρ -плотность жидкости, V -средняя скорость жидкости, A -представляет площадь поперечного сечения трубопровода. Для несжимаемых течений – течение, когда плотность жидкости остается постоянной – объемный расход Q через трубопровод в любом сечении трубопровода также остается постоянным:

$$Q_1 = Q_2 = V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 \quad (3)$$

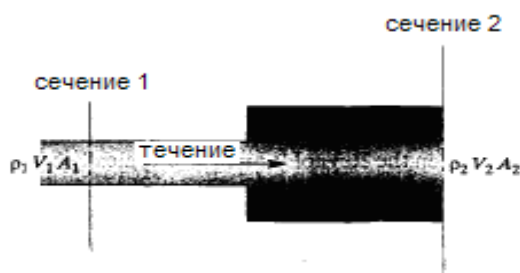


Рис. 3. Трубопровод с переменным сечением

Для полностью развитого ламинарного течения, где существует взаимосвязь между объемным расходом и потерей давления $P_1 - P_2$ вдоль трубы длиной L . Это соотношение дается выражением:

$$Q = \left(\frac{\pi \cdot D^4}{128\mu} \right) \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{L} \right) \quad (4)$$

Потеря давления для турбулентного течения в основном описывается в терминах потери напора, которые определяются как:

$$H_{\text{loss}} = \frac{(P_1 - P_2)}{\rho \cdot g} = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{2gD} \quad (5)$$

где f – коэффициент трения, который зависит от шероховатости поверхности трубы и числа Рейнольдса. Для турбулентного течения, мы также можем получить соотношение между объемным расходом и потерей давления, заменой V и перестановкой переменных:

$$Q = \left(\frac{\pi^2 \cdot D^5}{8 \cdot \rho \cdot f} \right) \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{L} \right) \quad (6)$$

Когда мы сравниваем турбулентное течение с ламинарным, мы отмечаем, что для турбулентного течения, соотношение между скоростью течения и потерей давления, нелинейно.

Для течения жидкости через сеть труб, включающей набор труб, с диаметрами D_1 , D_2 , D_3 , ... , как показано на рисунке 5, закон сохранения массы требует чтобы, при стационарных условиях, массовый расход через каждую трубу был одинаковый:

$$m_1 = m_2 = m_3 = \text{const} \quad (7)$$

Кроме того, для несжимаемых течений, объемный расход через каждую трубу, которая является частью последовательной сети труб - постоянно. То есть:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \text{const} \quad (8)$$

Оценивая скорость течения в переменных средней скорости жидкости в каждой трубе, мы получим:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 = V_3 \cdot D_3^2 = \text{const} \quad (9)$$

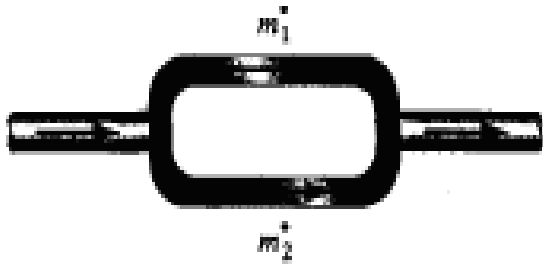


Рис. 4. Параллельные трубы

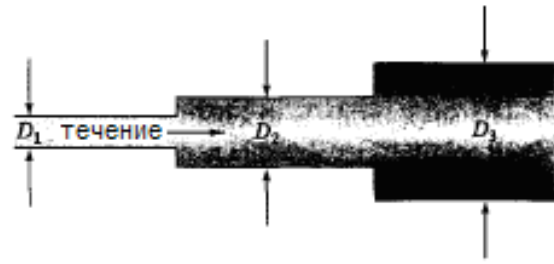


Рис. 5. Последовательные трубы

Для последовательных труб (рисунок 5), суммарная потеря давления через сеть, определяется суммой потерь давления на каждом участке:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (10)$$

Для течения жидкости через сеть труб, состоящей из параллельных труб, как показано на рисунке 4 сохранение массы требует, чтобы:

$$m = m_1 + m_2 \quad (11)$$

Кроме того, для несжимаемых течений,

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12)$$

Для труб, при параллельной конфигурации, потеря давления в каждой параллельной ветви одинаковая, и связывается согласно:

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 \quad (13)$$

Рассматривая несжимаемое ламинарное течение вязкой жидкости через систему труб, как показано на рисунке 2. Мы начинаем разделять задачу на узлы и элементы. Этот пример может быть представлен моделью, которая имеет четыре узла, и четыре элемента.

Поведение потока жидкости внутри элемента моделируется элементом с двумя узлами. Элементное описание дано соотношением между расходом и потерей давления, таким образом:

$$Q = \left(\frac{\pi \cdot D^4}{128\mu} \right) \cdot \left(\frac{P_i - P(i+1)}{L} \right) = C(P_i - P(i+1)) \quad (14)$$

где коэффициент сопротивления C в данном примере, имеет вид:

$$C = \frac{\pi \cdot D^4}{128\mu} \quad (15)$$

И в зависимости от того, между какими двумя узлами расположен элемент, меняется значение коэффициента сопротивления.

Так как имеется два узла, связанных с каждым элементом, нам необходимо записать два выражения для каждого элемента. Эти выражения должны включать узловое давление, и сопротивление течению элемента. Рассмотрим расходы Q_i и Q_{i+1} , и узловые давления P_i и P_{i+1} элемента, которые связаны согласно выражениям:

$$Q_i = C(P_i - P_{i+1}) \quad (16)$$

$$Q_{i+1} = C(P_{i+1} - P_i) \quad (17)$$

Выражения (16), (17) были сформулированы так, чтобы сохранение массы также выполнялось. Сумма Q_i и Q_{i+1} равна нулю, что подразумевает, что при стационарных условиях, что втекающее в узел также вытекает из него. Выражения (16-17) могут быть записаны в матричной форме:

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_{i+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C & -C \\ -C & C \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_i \\ P_{i+1} \end{pmatrix} \quad (18)$$

Матрица сопротивления для одного элемента выглядит следующим образом:

$$R = \begin{pmatrix} C & -C \\ -C & C \end{pmatrix} \quad (19)$$

Общий вид

$$(Q) = (C) \cdot (P) \quad (20)$$

Применяя элементное описание, приведенное в выражении (18) ко всем элементам, и собирая их, приходим к формированию глобальной матрицы течения, матрицы сопротивления течения, матрицы давления.

В результате решения матрицы сопротивления, путем подстановки граничных условий, находятся значения давлений в каждом узле. Из которых, путем подстановки полученных значений давления в каждую характеристику, получают значения расхода масла в каждом узле рассмотренной системы смазки.

Для определения гидравлической характеристики масляного насоса с ОЦУ был снят и обмерен шестерённый масляный насос, фотографии которого представлены ниже.



Рис. 6. Масляный насос, снятый с ОЦУ



Рис. 7. Масляный насос ОЦУ

Насос имеют следующие основные характеристики:

Начальный диаметр шестерни $D=37$ мм

Модуль зацепления шестерен $m=2,5$

Количество зубьев шестерен $z=9$

Частота вращения ведущей шестерни $n_h = 1500$ 1/мин

Ширина зуба $b=4$ мм

Высота зуба $h=8$ мм

По измеренным данным можно посчитать теоретическую производительность насоса [3]

$$Q_T := \pi \cdot D \cdot b \cdot h \cdot n_h \quad \text{л/час} \quad (21)$$

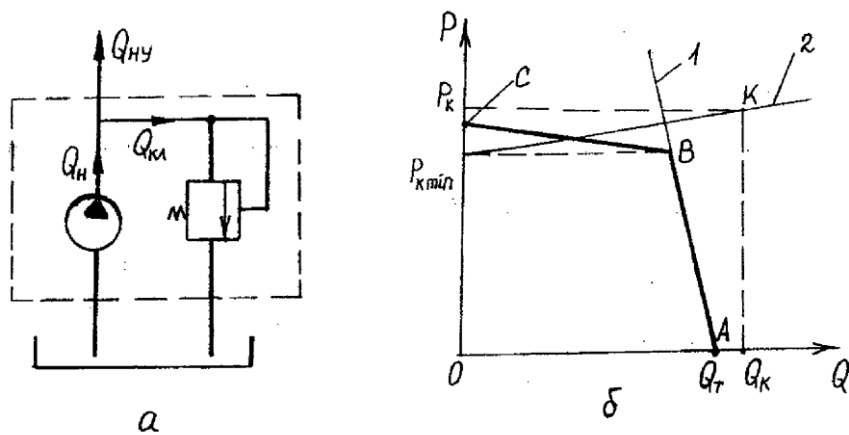


Рис. 8. Характеристика масляного насоса

Характеристика насоса, построенная по методике [2], представлена на рисунке 7.

Где Q_t - теоретическая производительность насоса,

Q_k - подача насоса при давлении $P_k=4$ бар,

$P_{k \min}=2$ бар ,

Характеристику масляного фильтра берется по заранее известной характеристике [1], представленной на рисунке 9.

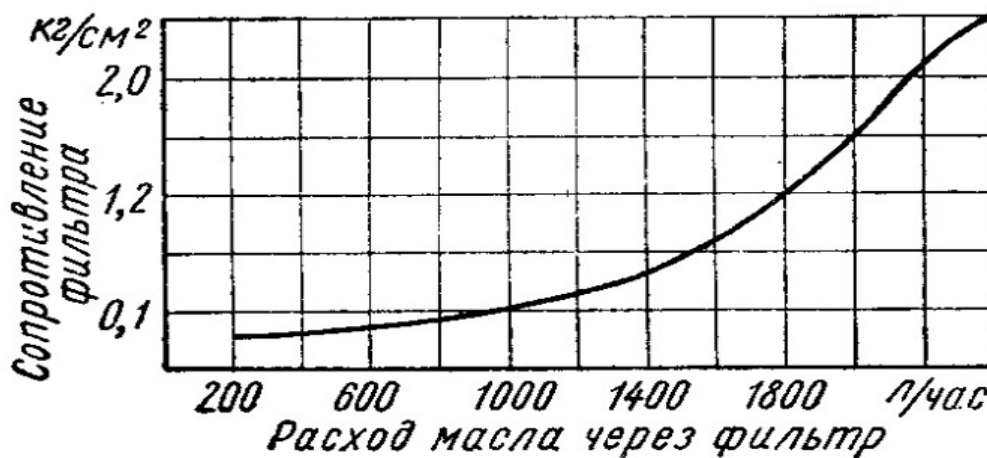


Рис. 9. Зависимость сопротивления фильтра от расхода масла через фильтр

Характеристика каждого подшипника подсчитана отдельно по методике, изложенной в [4]. Расчет расхода масла через подшипники скольжения есть сумма расходов через нагруженную и ненагруженную часть подшипника соответственно.

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (22)$$

Расход масла через нагруженную и ненагруженную часть подшипника определяются в зависимости от нагрузки на подшипник, относительного эксцентриситета подшипника и геометрии подшипника. Ненагруженная часть подшипника:

$$Q_1 = 0.5 \psi \cdot l \cdot d^2 \cdot \omega \cdot q_1 \quad (23)$$

где l – длина вкладыша подшипника, d – диаметр вкладыша подшипника, ψ – относительный диаметральный зазор, q_1 – коэффициент расхода, определяющийся как:

$$q_1 := 0.3(0.2 + \chi) \cdot \frac{\left[1.05 - \chi + 0.08 \left[\left(\frac{1}{d} \right)^2 \right] \right]}{\left[1.05 - \chi + 0.43 \left[\left(\frac{1}{d} \right)^2 \right] \right]} \quad (24)$$

Нагруженная часть подшипника:

$$Q_2 = 0.5 \psi \cdot l \cdot d^2 \cdot \omega \cdot q_2 \quad (25)$$

$$q_2 = \beta \cdot \Phi \cdot \left[\left(\frac{d}{1} \right)^2 \right] \cdot \frac{P_{vh}}{P_{vih}} \quad (26)$$

Где p_{vh} , p_{vih} – давления на входе и выходе из подшипника соответственно, β – коэффициент объемного расхода, зависящий от эксцентриситета χ , который в свою очередь зависит от коэффициента нагруженности Φ и определяется по зависимости из рисунка 10.

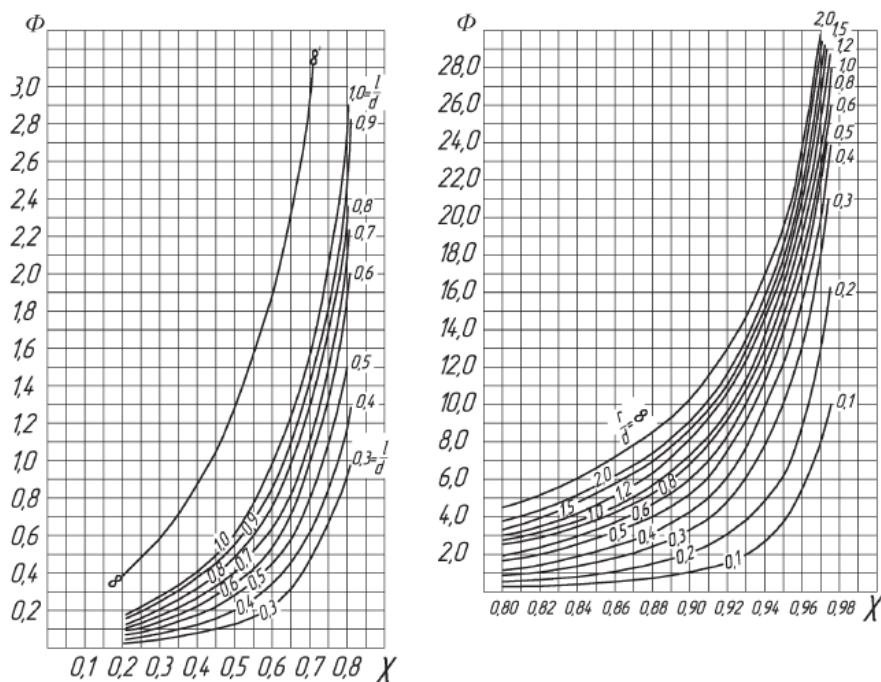


Рис. 10. Зависимость коэффициента нагруженности от эксцентриситета подшипника

Коэффициент Φ определяется из динамического расчета и анализа векторной диаграммы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме. Это проделано по методике, изложенный в [4] для каждого подшипника в отдельности.

В итоге зависимость расхода от давления в подшипнике скольжения определяется следующим выражением:

$$Q = 0.5 \psi \cdot l \cdot d^2 \cdot \omega \left[0.3(0.2 + \chi) \cdot \frac{1.05 - \chi + 0.08 \left[\left(\frac{l}{d} \right)^2 \right]}{1.05 - \chi + 0.43 \left[\left(\frac{l}{d} \right)^2 \right]} + \beta \cdot \Phi \cdot \left[\left(\frac{d}{l} \right)^2 \right] \cdot \frac{p_{vh}}{p_{vih}} \right] \quad (27)$$

Заклучения:

- 1) В данной статье была разработана методика расчета системы смазки ОЦУ
- 2) Были получены характеристики каждого элемента системы смазки ОЦУ: маслонасоса, подшипников, фильтра, трубопроводов.
- 3) Эта методика применима ко всем типам поршневых двигателей.
- 4) После решения системы уравнений типа (20) получаем давления во всех узлах разветвленной сети. Пересчитывая по формуле (16), получаем расход масла в каждом узле сети.

Список литературы

1. Вихерт М.М., Доброгаев Р.П. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: «МАШГИЗ», 1957. 588 с.
2. Лепешкин А.В. Расчет сложных трубопроводов с насосной подачей. М.: «МАМИ», 1999. 48 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. М.: Машиностроение, 1964. 233 с.
4. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов ВТУЗов. М.: «Машиностроение», 2008. 504 с.