

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»



На правах рукописи

Лайко Константин Константинович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК
ДИАГНОСТИКОЙ МАСЛА ПО ПОКАЗАТЕЛЮ ПРОЧНОСТИ**

Специальность – 2.5.2 «Машиноведение»

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель

д.т.н., профессор Спиридонов Е.К.

д.т.н., доцент Леванов И.Г.

Оглавление

Введение	3
Глава 1. Прочность масла в компрессорных установках	9
§ 1.1. Явление прочности масла в компрессорных установках	9
§ 1.2. Показатели прочности в теоретических исследованиях	13
§ 1.3. Показатели прочности в экспериментальных исследованиях	23
§ 1.4. Стандартные показатели состояния жидкостей	37
Постановка задач исследования.....	45
ГЛАВА 2. ВВОД ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ МАСЛА.....	48
§ 2.1. Подобие процессов разрушения твердого и жидкого тела	48
§ 2.2. Устройство и работа испытательного стенда	51
§ 2.3. Расчетные уравнения показателей прочности.....	58
Выводы по второй главе	60
Глава 3. Воспроизводимость и точность эксперимента	61
§ 3.1. Определение упругой характеристики сильфона	61
§ 3.2. Анализ влияния запертого воздуха в рабочей камере	63
§ 3.3. Воспроизводимость и точность способа.....	72
§ 3.4. Сопоставление давления разрыва предшествующими результатами.....	76
Выводы по третьей главе.....	77
Глава 4. Анализ взаимосвязей давления разрыва.....	78
§ 4.1. Сопоставление давления разрыва и свойств жидкостей	78
§ 4.2. Определение удельной мощности	79
§ 4.2. Условия и порядок проведения исследований	82
§ 4.3. Сопоставление давления разрыва и удельной мощности	86
Выводы по четвертой главе:.....	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	91
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	93
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Упругие характеристики сильфонов	106
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Приборы и средства измерения.....	109
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Сопоставление давления разрыва и свойств жидкости	110
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Результаты испытаний ДЭН-7,5Ш-ОР	114
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Таблицы к воспроизводимости и точности	115

Введение

Современное машиностроение трудно представить без масел и рабочих жидкостей. Они применяются в компрессорной и насосной технике, системах гидро- и пневмоприводов станков и прессов, двигателестроении, авиационных системах приводов и т.д., где выполняют ряд важнейших функций: смазывание пар трения, охлаждение, герметизация качающих узлов, вынос продуктов износа к фильтрам, передача энергии. Эти функции делают масла и рабочие жидкости одним из главных элементов любой машины, определяющим надежность и долговечность ее работы [89].

Как и любая другая деталь машины, масла и рабочие жидкости в процессе эксплуатации изнашиваются, теряя первоначальные характеристики и свойства. Кроме того, всегда существует риск приобретения на рынке некачественного продукта, который не способен исполнять требуемые от него функции. Последствия применения некачественных или выработавших свой ресурс масел могут оказаться самыми разнообразными, начиная от перегрева и схватывания пар трения, и заканчивая кавитационным износом качающих узлов и снижением качества сепарации масла из сжимаемого компрессорами воздуха. Это говорит о необходимости своевременной диагностики состояния масел и рабочих жидкостей, в т.ч. как операции входного контроля качества на предприятиях. Однако современная диагностика состояния масел по классическим показателям: вязкости, плотности, кислотному числу, содержанию воды, температуре вспышки и т.д. – в полной мере не удовлетворяет потребность предприятий ввиду двух основных причин. Первая – это продолжительный срок лабораторной диагностики, определяемый как номенклатурой измеряемых показателей, так и количеством образцов, а также отдаленностью самой лаборатории. Сегодня этот срок составляет от 3-х до 20-ти рабочих дней. За это время изготовленная продукция может быть уже заправлена маслом и отгружена потребителю. Вторая – это отсутствие сведений о совокупном влиянии свойств на состояние масла. Если измеренные свойства будут находиться вблизи

предельных значений, масло формально не будет подлежать выбраковке, однако влияние совокупного изменения свойств на работу масла останется неизвестным.

Таким образом, диагностика масла по некоторому совокупному показателю, отражающему процессы, протекающие в машине, проводимая при входном или промежуточном контроле состояния, представляется достаточно актуальной и практически значимой задачей обеспечения надлежащего технического состояния, энергоэффективности, долговечности и надежности машин.

Для компрессорной техники в соответствие с п. 1.1.1 [38] параметром, характеризующим экономное использование сырья, материалов, топлива, энергии, служит удельная мощностью N_y , кВт/(м³/мин), представляющей собой отношение мощности на муфте компрессора, т.е. фактически на валу электродвигателя $N_{вд}$, кВт, к производительности при начальных условиях $Q_{ну}$, м³/мин.

При работе масло подвергается ряду воздействий:

- а) падению давления при разгрузке маслоотделителя;
- б) увеличению объема при изгибе и вибрации рукавов высокого давления;
- в) разряжению в замкнутых объемах маслонасосов и при обратном вращении валов компрессора во время останова;
- г) отрыву от русла в переходных штуцерах и т.д.

Все эти воздействия объединяет эффект увеличения замкнутого герметичного объема масла, что способствует выделению из масла несплошностей в виде пузырьков газа. Это явление определяется в технической литературе как первая (начальная, зародышевая, пузырьковая) стадия кавитации, а способность масла сопротивляться такого рода воздействиям – как объемная прочность. К настоящему времени накоплен достаточный опыт в области теоретических и практических исследований по изучению объемной прочности жидкости. Результаты работ по данной тематике публикуются с середины XIX века. Первоначально они были направлены на изучение зарождения кавитации в воде для предотвращения разрушения лопаток гребных судовых винтов и центробежных колес насосов. К фундаментальным изданиям середины XX века следует отнести: «Кавитация» И. Пирсола,

«Струи, следы и каверны» Г. Биркгофа и Э. Сарантанелло, «Упругость и прочность жидкости» М. Корнфельда, «Кавитация» В.В. Рождественского и др.

Анализ технической литературы и результатов работ позволил выявить существенный недостаток предлагаемых расчетных и экспериментальных способов определения объемной прочности – высокую зависимость результата от личных представлений автора о процессе. На рисунке 1 приведены диаграммы значений прочности, полученных разными авторами для воды. Видно, что значения отличаются не только в разы, но даже на порядки, что свидетельствует о недостаточной проработке теории и отсутствии объективных и достоверных способов измерения. В связи с вышесказанным, исследование влияния объемной прочности масел на энергоэффективность с одновременным совершенствованием способа ее измерения остается актуальной задачей.

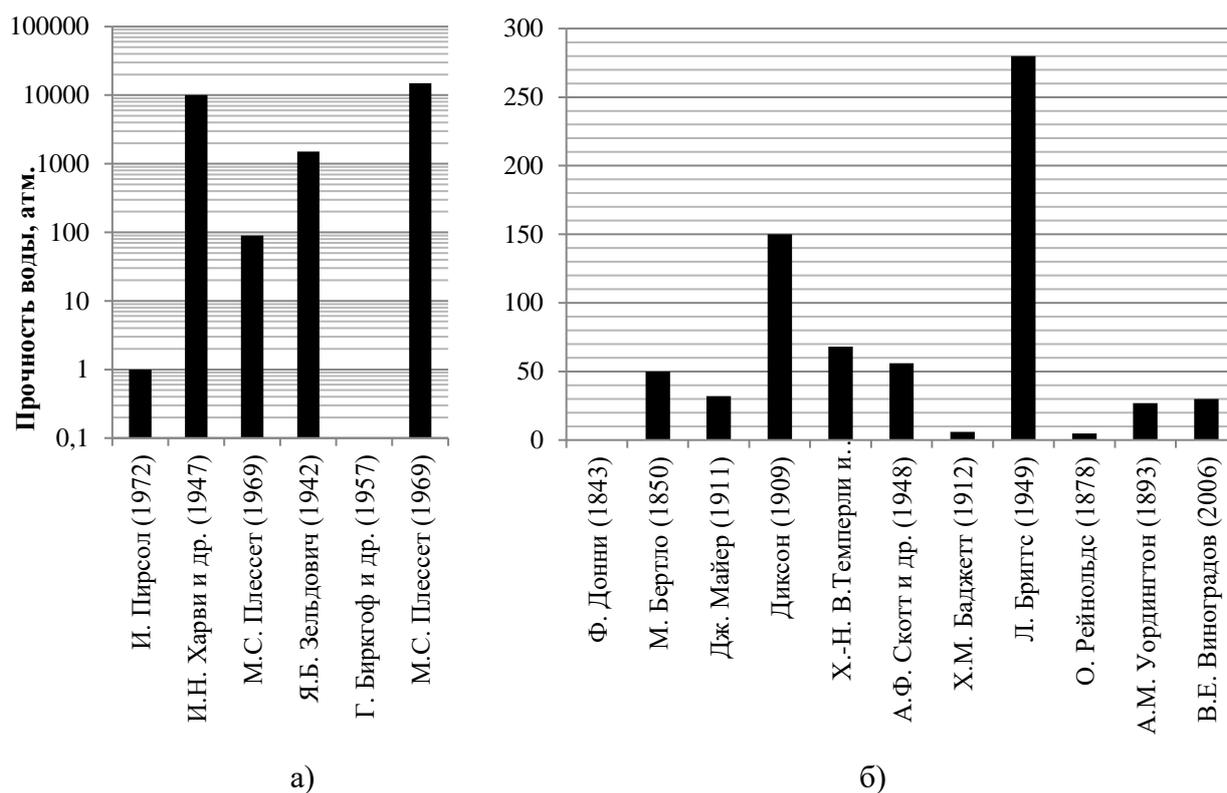


Рисунок 1 – Сопоставление результатов определения прочности воды: а – теоретические работы, б – экспериментальные работы

Объект исследования – процессы объемного разрушения масла.

Предмет исследования – взаимосвязь показателя энергоэффективности маслозаполненных компрессорных установок и объемной прочности масла.

Цель исследования – обеспечение энергоэффективности маслозаполненных компрессорных установок диагностикой масла по показателю прочности.

Задачи исследования

1. Ввести показатель прочности жидкости на основе гипотезы о его подобии показателям разрушения твердого тела.
2. Разработать достоверный (воспроизводимый) способ, позволяющий объективно измерять показатель прочности. Измерить объемную прочность для широкого спектра масел из разных отраслей машиностроения.
3. Произвести поиск взаимосвязей показателя прочности с классическими свойствами жидкостей (вязкостью, плотностью, кислотным числом, температурой вспышки и т.д.).
4. Определить взаимосвязь показателя энергоэффективности и показателя прочности.
5. Внедрить способ экспресс-диагностики прочности для входного контроля качества масла.

Научная новизна

1. На основе анализа полученных диаграмм разрушения жидкости подтверждено подобие процессов разрушения твердого хрупкого тела и жидкости, заключенной в герметичный объем. Установлена аналогия показателей твердого тела: модуля упругости E и условного предела прочности $\sigma_{0,2}$ – с показателями жидкости: модулем растяжения β_p и давлением разрыва p_p соответственно.
2. Предложен способ численной оценки процесса разрушения жидкости с помощью поля диаграмм через введенные параметры прочности: давление разрыва и модуль растяжения.

Практическая значимость

1. Разработан сильфонный способ диагностики прочности масла, позволяющий осуществлять экспресс-диагностику и своевременную выбраковку масел, в т.ч. для непрозрачных жидкостей. Получен патент на изобретение. Определено давление разрыва для 116 разнородных образцов жидкостей.

2. Установлена взаимосвязь показателя прочности (давления разрыва масла) с показателем энергоэффективности компрессорных установок (удельной мощностью).

3. Установлены минимально допустимые значения прочности масла, при которых удельная мощность маслозаполненных компрессорных установок не превышает регламентируемого значения.

Достоверность результатов

1. Применение при испытаниях и экспериментах поверенных приборов и средств измерений, входящих в Единый государственный реестр средств измерений. Применение стандартных методик испытаний компрессорной техники.

2. Подтверждение воспроизводимости результатов экспериментов по критерию Кохрена и Манделя.

3. Сравнение полученных в работе результатов с результатами других исследователей.

4. Автоматизация обработки экспериментальных данных и вычисление показателей прочности по единой методике, исключая ручные вычисления.

На защиту выносятся

1. Способ определения показателя прочности – давления разрыва – с помощью математического анализа поля диаграмм разрушения.

2. Способ анализа поля диаграмм с помощью уравнения регрессии

3. Результаты сопоставления параметра энергоэффективности – удельной мощности – с показателем прочности – давлением разрыва.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на Всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» (ЮУрГУ, г. Челябинск, 2010 и 2012 г.), V всероссийской научно-технической школе-семинаре «Аэрокосмическая декада» (МАИ, ОУЦ «Алушта», Украина, 2012 г.), 66-й научной конференции преподавателей и аспирантов «Наука ЮУрГУ» (ЮУрГУ, г. Челябинск, 2014 г.), международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» («Industrial Engineering», ЮУрГУ, 2015 г.).

Способ внедрен на ООО «Челябинский компрессорный завод» для входного контроля качества масел.

Публикации. Содержание работы отражено в 12 опубликованных работах, среди которых 4 статьи – в изданиях, рецензируемых ВАК, 1 – в наукометрической базе «Scopus». Получен патент на изобретение «Способ диагностики состояния масел по показателю прочности» № 2701196.

Объем и структура диссертации. Диссертация изложена на 114 страницах машинописного текста, состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы и 5-ти приложений (А–Д). Основная часть диссертации содержит 38 рисунков, 21 таблицы. Список литературы состоит из 133 наименований.

Глава 1. Прочность масла в компрессорных установках

В главе рассматриваются процессы, протекающие в маслосистеме компрессорной установки и оказывающие разрушающее воздействие на компрессорное масло. Также приводится обзор теоретических и экспериментальных работ по определению показателей прочности жидкости. Обозначения показателей и других величин соответствуют обозначениям, примененным авторами в рассмотренных работах.

§ 1.1. Явление прочности масла в компрессорных установках

В маслозаполненных компрессорных установках масло подвергается разрушающим воздействиям различного рода и должно быть способным им сопротивляться. Выделяются 4 характерных воздействия [21, 44, 49, 91, 99]:

1. Сброс давления из маслоотделителя

Масло, насыщенное воздухом и находящееся в маслоотделителе в рабочем режиме под избыточным давлением, после остановки двигателя подвергается сбросу давления (рисунок 2, а). Создаются условия для выхода воздуха из масла, удерживаемого до этого давлением. Приток в маслоотделитель масловоздушной смеси из компрессора исключен высокой герметичностью качающего узла. Приток масла из системы впрыска исключен обязательным наличием в конструкции установки обратного клапана. Приток воздуха из сети потребителя исключен закрытым клапаном минимального давления. В этих условиях масло должно быть способным сопротивляться выделению воздуха и, как следствие, вспениванию, которое приводит к подъему уровня масла и попаданию в фильтрующий сепаратор с последующим выбросом из маслоотделителя через клапан разгрузки в подкапотное пространство, что является аварийной ситуацией и делает дальнейшую эксплуатацию компрессорной установки невозможной.

Модель воздействия (рисунок 2, б) представлена герметичным цилиндром с маслом и воздухом. Поднимающийся поршень приводит к увеличению объема цилиндра и понижению давления p . Ориентировочное соотношение объема воздуха

к объему масла составляет 2:1. О разрушении жидкости будет свидетельствовать начало сброса пены вместо сброса воздуха, однако момент разрушения наступит значительно раньше, чем пена достигнет клапана сброса.

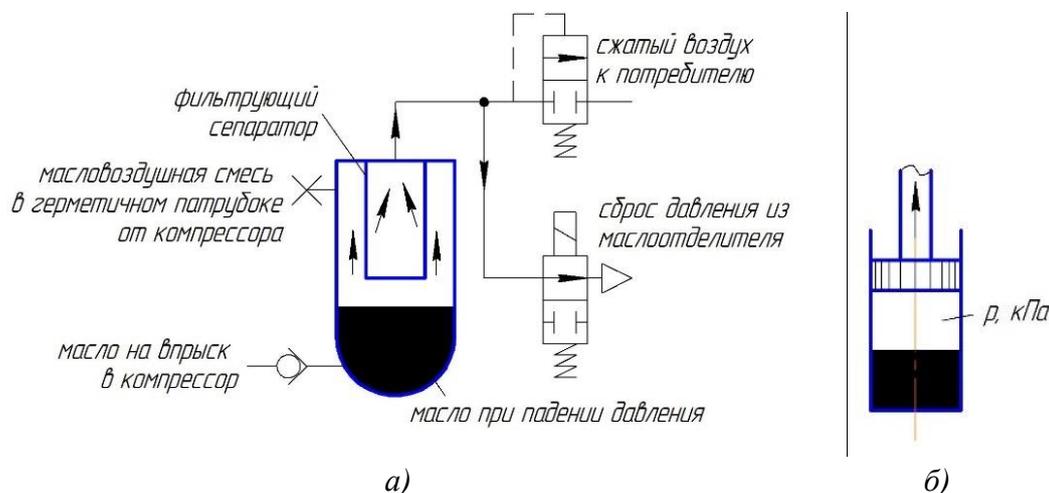


Рисунок 2 – Разряжение масла в маслоотделителе компрессорной установки: а – схема узла; б – модель воздействия

2. Обратное вращение винтов компрессора

При остановке двигателя периодически возникает режим обратного проворота винтов компрессора на 1...2 оборота. Т.к. штатная остановка двигателя происходит после режима холостого хода, при котором всасывание воздуха в качающий узел прекращено, высокогерметичный объем между зубьями винтов и корпусом заполнен маслом (рисунок 3, а) и отделен зубьями от камер всасывания и нагнетания. В момент обратного поворота объем перемещается к камере всасывания, что приводит к понижению давления масла и создает условия к выделению из него воздуха.

Модель воздействия (рисунок 3, б) представлена герметичным цилиндром с маслом. Поднимающийся поршень приводит к увеличению объема цилиндра. Пиковая сила F , при которой произойдет образование воздушной фазы между поршнем и жидкостью, отнесенная к площади воздействия, вычисленной по известному диаметру d , даст значение давления, превышение которого внутри качающего узла компрессора приведет к разрушению жидкости. О моменте разрушения жидкости можно судить по скачку момента на ведущем валу компрессора во время обратного

вращения, однако существующие средства измерения не обладают достаточной чувствительностью, быстродействием и точностью, чтобы измерить этот скачок.

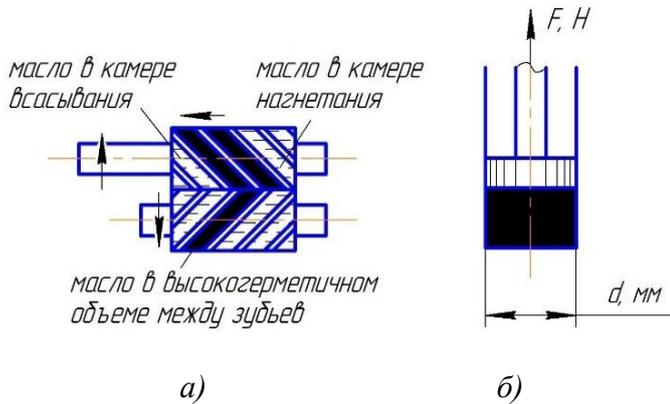


Рисунок 3 – Герметичный объем с маслом внутри винтового компрессора: а – схема узла, б – модель воздействия

3. Разряжение в защемленном объеме маслососа

При наличии в маслосистеме компрессорной установки объемного насоса (шестеренного, поршневого) в его камере всасывания возможно кратковременное защемление объема жидкости между вытеснителями (зубьями шестерен) или вытеснителем и замыкателем (поршнем и распределительным диском). При увеличении защемленного объема и отсутствии или недостаточном притоке в него масла (из-за высокой вязкости не разогретого масла, отсутствии разгружающих проточек в корпусе или распределителе и т.п.), давление в нем кратковременно снижается, что может приводить к выделению воздуха (рисунок 4, а). Частота этого воздействия равна частоте вращения качающего вала насоса, что для стандартных электродвигателей составляет 1500 ... 3000 об/мин.

Модель воздействия (рисунок 4, б), как и в предыдущем случае, представлена герметичным цилиндром с маслом. Поднимающийся поршень приводит к увеличению объема цилиндра. Пиковая сила F , при которой произойдет образование воздушной фазы между поршнем и жидкостью, отнесенная к площади воздействия, вычисленной по известному диаметру d , даст значение давления, превышение которого внутри качающего узла насоса приведет к разрушению жидкости. О моменте разрушения жидкости можно судить по скачку момента на ведущем валу

насоса, однако существующие средства измерения не обладают достаточной чувствительностью, быстродействием и точностью, чтобы измерить этот скачок.

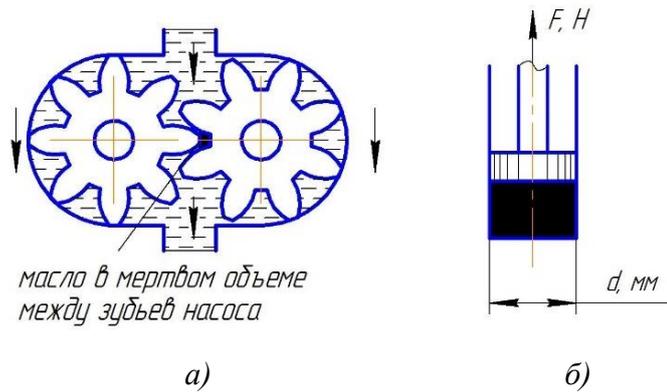


Рисунок 4 – Защемленный объем с маслом в насосе: а – схема узла, б – модель воздействия

4. Разряжение в рукавах высокого давления и трубках

Часть трубопроводов маслосистемы компрессорной установки выполняется из рукавов высокого давления, способных изменять свою геометрию при воздействии вибрации и температуры или при перемещении органов управления (рисунок 5, а). В случае, если часть маслосистемы остается запертой (контур охлаждения масла, трубки управления распределителями и т.п.), но испытывающей воздействие, стремящееся увеличить их объем (изогнуть, нагреть), возникает случай падения давления.

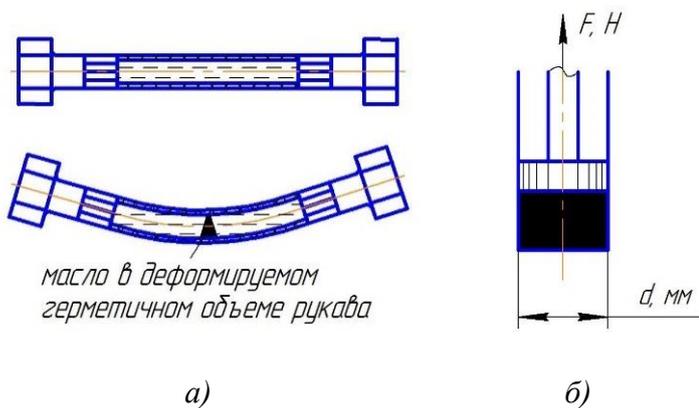


Рисунок 5 – Разряжение масла внутри упруго деформируемых рукавов давления: а – схема узла, б – модель воздействия

Модель воздействия (рисунок 5, б) снова представлена герметичным цилиндром с маслом. Поднимающийся поршень приводит к увеличению объема цилиндра и понижению давления масла. Пиковая сила F , при которой произойдет обра-

зование воздушной фазы между поршнем и жидкостью, отнесенная к площади воздействия, вычисленной по известному диаметру d , даст значение давления, превышение которого внутри рукава приведет к разрушению жидкости. Приборно установить момент разрушения жидкости внутри рукава или трубки практически невозможно.

Важно, что рассмотренные воздействия могут быть представлены практически одной моделью разрушения масла, выражающуюся в нарушении его сплошности из-за увеличения высокогерметичного объема. Образование в масле второй фазы снижает качество выполнения заданных функций, что отражается на энергетических параметрах компрессорной установки и, следовательно, энергоэффективности. Выявить момент разрушения масла в компрессорной установке невозможно ни приборным измерением, ни визуальным контролем сплошности, поэтому необходим способ исследования масла, максимально соответствующий модели разрушения и позволяющий производить достоверные и точные приборные измерения.

§ 1.2. Показатели прочности в теоретических исследованиях

Теоретические работы опираются на представление (модель) о наличии в жидкости (преимущественно – в воде) несплошности в виде сферического пузырька воздуха радиуса R . Процесс его образования и роста многими исследователями [2, 18, 23, 24, 46, 53, 68, 75, 83, 88, 102, 107, 108, 117, 122, 124, 125] рассматривается как первая (начальная) стадия кавитации и характеризуется следующими показателями:

1. Показатели образования и роста пузырьков

Теоретически жидкость начинает терять прочность, когда давление в некоторых участках потока достигает давления насыщенных паров. Если жидкость содержит большое количество растворенного воздуха, то уменьшение давления приводит к выделению воздуха из жидкости и образованию газовых полостей (каверн), в которых давление выше, чем давление насыщенных паров жидкости. Поэтому при

отсутствии в жидкости пузырьков (ядер несплошности) жидкости могут выдерживать существенные отрицательные давления. В качестве характеристики начала кавитации принято число кавитации σ . Его значение должно быть больше, чем значение для давления насыщенных паров $\sigma_{н.п.}$, т.к. в реальной жидкости всегда присутствуют ядра несплошности [88].

Кавитация возникает, как только местное давление падает ниже давления насыщенных паров, т.е. $p < p_{н.п.}$. В качестве критерия начала кавитации (потери прочности жидкости) принимается давление насыщенных паров [23].

В теоретических исследованиях [23, 88, 102] указана важность разделения понятий «образование пузырьков» и «истинная кавитация», (выделяют 2 стадии – начальную и развитую), а также необходимость учета степени насыщения жидкости газом.

Опираясь на неоспоримый факт влияния газосодержания, в первом приближении дано условие выделения пузырьков только при изменении давления:

$$\frac{p_e}{p_a} = \frac{\alpha_1}{\alpha_S(p_a, T)}, \quad (1)$$

где p_e – некоторое достигаемое давление;

p_a – атмосферное давление;

$\alpha_1 = \frac{\text{объем растворенного газа}}{\text{объем воды}};$

$\alpha_S(p_a, T)$ – некоторый коэффициент насыщения газом, зависящий от атмосферного давления (или некоторого давления окружающей среды) p_a и температуры T .

Условие существования парогазовой каверны:

$$p \geq p_v, \quad (2)$$

где p_v – давление парообразования.

В идеальном случае при удалении из жидкости всех газовых каверн, она может выдержать растягивающие напряжения до $p = 10000$ атм., т.е.:

$$p \ll p_v. \quad (3)$$

Условие в реальности может нарушаться, что объясняется явлением поверхностного натяжения, а процесс парогазовыделения всегда протекает в конкретном канале (ограниченном твердыми стенками объеме), а не в безграничной жидкости.

Формула, аналогичная формуле Рождественского [88] для парового пузыря, с разницей в обозначениях приводится и в [83]:

$$p = p_c - \frac{2\gamma}{r}, \quad (4)$$

где γ – поверхностное натяжение;
 p_c – давление насыщенных паров.

В отличие от Рождественского, рассчитавшего в первом приближении растягивающее напряжение p для сферического пузырька конкретного радиуса R , в [102] решена обратная задача: рассчитан предполагаемый радиус сферического пузырька r при некотором предполагаемом растягивающем напряжении p . Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Зависимость радиуса пузырька и растягивающего напряжения

Параметр	Значение				
$-p$, атм.	0,1	1	10	100	1000
r , мм	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-6}$

В подтверждение полученных данных, в [23] приведен пример того, что морская и водопродная вода содержит пузырьки, радиусом более 10^{-2} мм, вследствие чего она выдерживает растягивающие напряжения порядка 0,1 атм.

В [23] также отмечается исключительная роль газовых ядер, накапливающихся в неровностях стенок каналов и пылинках (загрязнениях). Пузырьки с газом или паром образуются путем испарения в эти ядра, ввиду чего важнейшим фактором вновь является газосодержание. Введен показатель «эффективное давление»:

$$p_{эф} = -\frac{2\gamma}{r} + p_a \frac{\alpha_1}{\alpha_S(p_a, T)}. \quad (5)$$

Формула (5) соответствует формуле для парового пузырька (6), в т.ч. формуле Рождественского [88], т.е.:

$$p_{эф} \sim p, \quad p_a \frac{\alpha_1}{\alpha_S(p_a, T)} \sim p_H = p_c, \quad \gamma = \sigma, \quad r = R. \quad (6)$$

В [59, 60] в качестве показателя прочности введена верхняя граница объемной прочности Z_{max} , причем

$$Z_{max} = -p_*, \quad (7)$$

где p_* – параметр (некоторая с размерностью давления или напряжения Н/м²).

Верхняя граница служит критерием распада жидкости, происходящем во всем объеме одновременно. Наличие хотя бы одного пузырька газа в жидкости может существенно нарушить картину разрыва.

Также в [59, 60] применяется общепринятая формула равновесия парового пузырька (4) с той лишь разницей, что в левую часть вынесено давление внутри пузырька:

$$p_{г} = p - p_H + \frac{2\sigma}{R}, \quad (8)$$

и рассматривается случай понижения давления, вследствие чего объем (радиус R) пузырька растет, а давление газа ($p_{г}$) снижается. В предположении того, что если радиус увеличится в a раз, давление газа упадет в a^3 раз (учитывая, что процесс изотермический), в [60] определено гидростатическое давление p_a , уравновешивающее давление газа и пара:

$$p_a = \frac{p_{г}}{a^3} + p_H - \frac{2\sigma}{aR}. \quad (9)$$

При подстановке (8) в (9) может быть получена зависимость степени растяжения пузырька от величины гидростатического давления:

$$p_a = \frac{1}{a^3} \left(p - p_H + \frac{2\sigma}{R} \right) + p_H - \frac{2\sigma}{aR}. \quad (10)$$

Графически зависимость (10) для $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $R = 10^{-4}\text{ мм}$, $p = p_{\text{атм}}$, $p_{\text{н}} = 0,023\text{ атм}$. представлена на рисунке 6. Экстремум зависимости ($a_{\text{крит}} = a_{\text{атах}}$) свидетельствует о разрыве жидкости (объем пузырька увеличился до критических размеров).

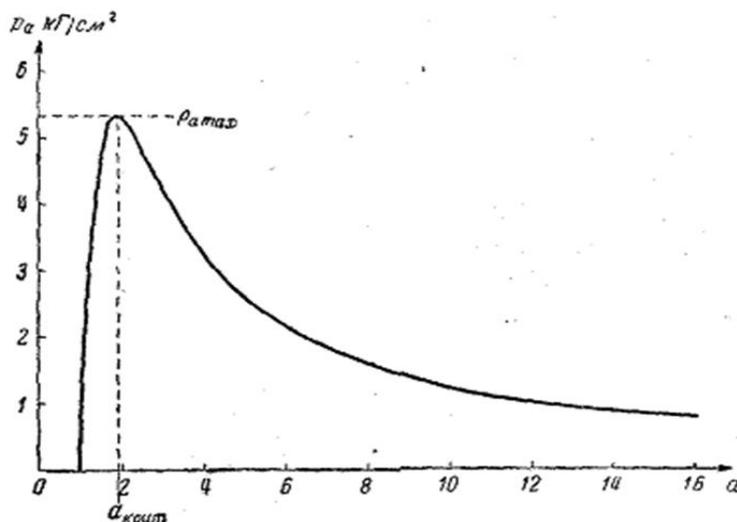


Рисунок 6 – Зависимость степени растяжения пузырька от понижения давления

2. Показатели статического равновесия сферического пузырька

Статическое равновесие парогазового пузырька радиуса R в жидкости представляется уравнением Рождественского [88]:

$$p = p_{\text{н}} + p_{\text{г}} - \frac{2\sigma}{R}, \quad (11)$$

где p – давление в окружающей жидкости;
 $p_{\text{н}}$ – давление насыщенных паров воды;
 $p_{\text{г}}$ – парциальное давление газа;
 σ – коэффициент поверхностного натяжения.

Наличие в жидкости сферического парового пузырька преобразует (11) в следующий вид:

$$p = p_{\text{н}} - \frac{2\sigma}{R}. \quad (12)$$

При давлении в жидкости, большем, чем p , пузырек будет сжиматься, а при меньшем – увеличиваться. При условии, что $R = 10^{-9}\text{ м}$, $\sigma = 7,35 \cdot 10^{-2}\text{ Дж/м}^2$, температура окружающей среды $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а величина $p_{\text{н}} = 2,35\text{ кПа}$ исчезающе мала, по сравнению с вычитаемым, значение растягивающего напряжения составит:

$$p = -\frac{2\sigma}{R} = -\frac{2 \cdot 7,35 \cdot 10^{-2}}{10^{-9}} = -1,47 \cdot 10^6 \text{ Па} = -14,7 \text{ атм.} \quad (13)$$

Если принять сжатие газа изотермическим при сохранении массы газа постоянной, то формула сферического парогазового пузырька (12) примет вид:

$$p = p_H + \left(p_0 - p_H + \frac{2\sigma}{R_0} \right) \frac{R_0^3}{R^3} - \frac{2\sigma}{R}, \quad (14)$$

где индекс 0 соответствует начальному состоянию пузырька.

На рисунке 7 приведены результаты расчета по формуле (14) для начальных радиусов пузырька $R_0 = (0,1 \dots 1,5) \cdot 10^{-5}$ м. Значение равновесного давления p_0 для данных радиусов было принято 10^5 Па.

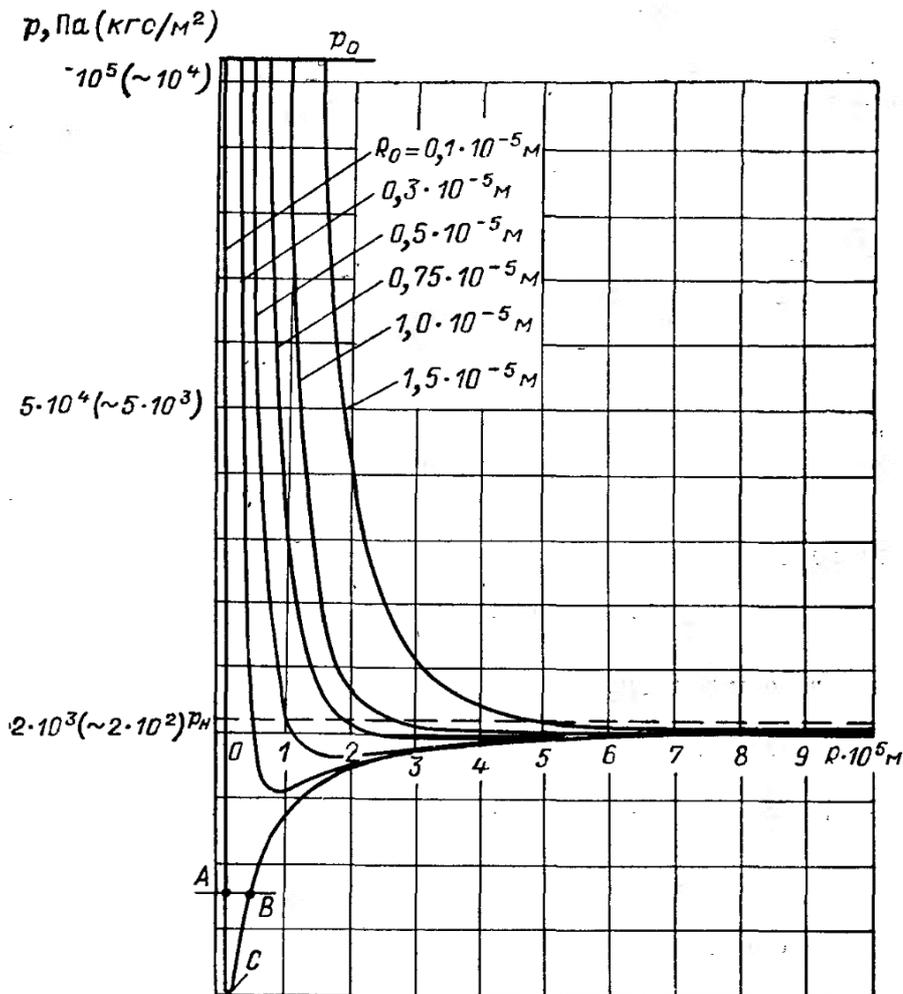


Рисунок 7 – Зависимость равновесного давления в жидкости от начального и текущего радиусов пузырька

Применение других термодинамических законов существенно усложняет решение из-за наличия дополнительной степенной зависимости. Требуется исследование устойчивости функции с помощью частных производных для определения устойчивого положения равновесия (т. *A* и *B* на рисунке 7). Кроме того, в [88, 102] указана возможность отсутствия экстремума функции (т. *C* на рисунке 7). В таком случае устойчивого положения равновесия вообще не достигается, и теоретически невозможно предсказать существование пузырька.

Даже при допущении отсутствия вязкости, массовых сил, взаимодействия вязкости, сжимаемости и сферичности пузырька, математическое описание требует введения интегрально-дифференциального исчисления первого-третьего порядка, что совершенно не приемлемо в инженерной практике. Например, учет вязкости при схлопывании пузырька уже требует численных методов решения.

Способность пузырьков менять свой объем в зависимости от приложенного к жидкости давления выражается уравнением статического равновесия для сферического парового пузырька:

$$p_r = p_0 + \frac{2\alpha}{R}, \text{ причем } p_r = \frac{3N_r kT}{4\pi R^3} \quad (15)$$

где p_r – давление газа в пузырьке, вычисляемое по уравнению Менделеева-Клапейрона;
 $2\alpha/R$ – Лапласовское давление;
 α – поверхностное натяжение (аналогично σ);
 N_r – количество молекул газа;
 T – температура;
 R – радиус пузырька.

Разрушение жидкости наступает вследствие развития газовых пузырьков под воздействием растягивающих напряжений σ . До определенного момента лапласовское напряжение сдерживает рост пузырька, однако при достижении критического растягивающего напряжения σ^* происходит разрыв жидкости.

В отличие от других теорий, в [24] не содержится конкретной зависимости для определения σ , но приводятся следующие данные для воды с учетом поверхностного натяжения $\alpha = 7 \cdot 10^{-2}$ Дж/м² (таблица 2).

Таблица 2 – Зависимость критического растягивающего напряжения от радиуса

Параметр	Значение		
$R, \text{мм}$	10^{-6}	10^{-5}	$7 \cdot 10^{-3}$
$\sigma^*, \text{Н/см}^2 (\text{атм.})$	7000 (700)	500 (50)	1 (0,1)

При сравнении значений таблиц 1 и 2 очевидно сходство в значениях критериев, что свидетельствует о единстве теоретических представлений авторов.

3. Показатели всплытия пузырька

Процесс всплытия следует за образованием пузырька. Показатели могут быть рассчитаны относительно возможного радиуса пузырька R по формуле Стокса [24]:

$$v_{\uparrow\text{л}} = \frac{F_{\uparrow}}{6\pi\eta R}, \quad (16)$$

где $v_{\uparrow\text{л}}$ – скорость всплытия пузырька при ламинарном обтекании;
 F_{\uparrow} – подъемная сила;
 η – кинематическая вязкость жидкости;
 R – радиус пузырька.

Предполагая, что пузырек всплывает с постоянной скоростью, принимается равенство между подъемной силой и силой сопротивления [24]:

$$F_{\uparrow} = F_{\downarrow} = mg = \rho W = \rho \frac{4}{3} \pi R^3 g, \quad (17)$$

где m – масса вытесненного пузырьком объема;
 g – ускорение свободного падения;
 ρ – плотность жидкости;
 W – объем пузырька;
 R – радиус пузырька.

С учетом этого, (16) принимает вид:

$$v_{\uparrow\text{л}} = \frac{2\rho g R^2}{9\eta}. \quad (18)$$

Для иллюстрации (18) в [24] описан опыт, в котором стакан с водой, насыщенной пузырьками из-за высокого напора заполнения из водопроводного крана,

устанавливался на просвет, и по скорости подъема границы между мутной и светлой водой (фактически $v_{\uparrow л}$) определялся радиус пузырька R . Приняв $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $g = 10 \text{ м/с}^2$, $\eta = 10^{-3} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)} = 1 \text{ сСт}$ и с помощью секундомера и линейки измерив $v_{\uparrow л} = 10^{-3} \text{ м/с}$, установлено, что радиус пузырька должен составлять порядка $R = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, что соответствует указанному в [18] $R \sim 10^{-2} \text{ мм} = 10^{-5} \text{ м}$ [24]. В некоторой степени этот эксперимент отражает методику определения давления насыщенных паров [28], т.е. фактически количество всплывших пузырьков.

Сравнение особенностей теоретических работ, представленное в таблице 3, показывает, что преобладающим теоретическим показателем прочности является радиус R , определяемый при статическом равновесии в воде или в некоторой абстрактной жидкости. Главным допущением всех теоретических работ является сферичность пузырька. Значения теоретических показателей прочности, как правило, сопоставляются с экспериментальными значениями других авторов или не сопоставляются в принципе, а собственных экспериментальных подтверждений в теоретических работах не содержится.

Таблица 3 – Сравнение теоретических работ

Параметр сравнения	И. Пирсол	В.В. Рождественский	Г. Биркгоф и др.	Я.Е. Гегузин	М. Корнфельд	Е.Ю. Кумзерова	В.М. Сиников
	2	3	4	5	6	7	8
Применяемый показатель прочности							
Давление насыщенных паров	+		+				
Радиус сферического пузырька		+		+	+	+	+
Растягивающее напряжение (давление)		+			+		
Безразмерный радиус		+					
Безразмерное давление			+				
Расход жидкости			+				
Скорость образования пузырьков		+				+	

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8
Исходные зависимости							
Уравнение Д. Бернулли	+						
Статическое равновесие парового пузырька		+	+		+		
Статическое равновесие парогазового пузырька		+		+			+
Термодинамические законы сжатия/растяжения		+					+
Формула Стокса (всплытия пузырька)				+			
Жидкости							
Вода	+		+	+	+		
Не оговаривается		+				+	+
Особенности теории							
Допущение о сферичности пузырьков	+	+	+	+	+	+	+
Деформация поверхности пузырьков							+
Учет термодинамических процессов		+					
Учет начального состояния жидкости		+	+			+	
Математический аппарат							
Инженерный	+		+	+	+		
Интегрально-дифференциальный		+	+			+	+
Приближенные численные решения		+	+			+	+
Собственные эксперименты							
Описаны				+			
Не описаны	+	+					+
Ссылка на данные других экспериментов			+	+	+	+	
Область применения							
Гидравлические машины и оборудование	+						
Математическое описание кавитации		+	+			+	+
Ознакомление читателя с основами теории				+			
Гидродинамика, гидроакустика					+		+

Несмотря на простоту идеи и наглядность эксперимента, прочность, выраженная через радиус пузырька, для реальных рабочих жидкостей и масел малоприменима на практике по нескольким причинам:

1. Исследуется абстрактная жидкость или вода, свойства которой, как правило, не оговариваются, масла и рабочие жидкости не рассматриваются.
2. Расчеты возможны только при допущении о сферичности пузырька.
3. Теория не подтверждается собственными экспериментами, часто делаются ссылки на сходимость теоретических вычислений с экспериментами других исследователей.
4. Представления авторов о критическом состоянии жидкости, при котором должен определяться радиус, разнятся.

Вычисление прочности по субъективно определенному критическому радиусу приводят к существенному расхождению значений (таблица 4).

Таблица 4 – Значения теоретических показателей прочности

Жидкость	Прочность, атм.	Автор (год)
Вода	14,7	В.В. Рождественский (1977)
	1	И. Пирсол (1972)
	10000	И.Н. Харви и др. (1947)
	90	М.С. Плессет (1969)
	1500	Я.Б. Зельдович (1942)
	0,1	Г. Биркгоф и др. (1957)
	15000	М.С. Плессет (1969)

§ 1.3. Показатели прочности в экспериментальных исследованиях

В основе большинства экспериментальных работ по определению прочности жидкости лежит воздействие, стремящееся увеличить объем с жидкостью, вызвав тем самым разрыв сплошности жидкости, что в наибольшей степени соответствует разрушающим воздействиям компрессорных установок.

Методы исследований можно разделить на 3 группы.

1. Разрыв жидкости в стеклянной трубке

Первым ученым, измерившим прочность жидкости в 1850 г., признан М. Бергло [24, 59, 60, 129, 131]. Но ранее, в 1843 г., Ф. Донни впервые показал, что

жидкость может существовать в состоянии растяжения и назвал его отрицательным давлением [102]. На рисунке 8, а изображена исследовательская установка Ф. Донни. Теоретически предполагалось, что если избавиться от активных центров (газовых зародышей) в жидкости, удалив все следы нерастворенного газа из длинной части трубки, уровень жидкости в ней не изменится, когда давление в т. В упадет до нуля. При этих условиях давление в т. А будет меньше абсолютного нуля на величину, зависящую от высоты АВ. Чтобы получить приемлемую чистоту трубки и устранить газовые зародыши, Донни в качестве исследуемой жидкости в своих опытах использовал серную кислоту, дегазируя ее перед началом опытов в вакууме. Высота манометра (трубки АВ) составляла 1,25 м, а максимальные значения введенного автором критерия – «отрицательного давления» – не превышали – 0,12 бар [102].

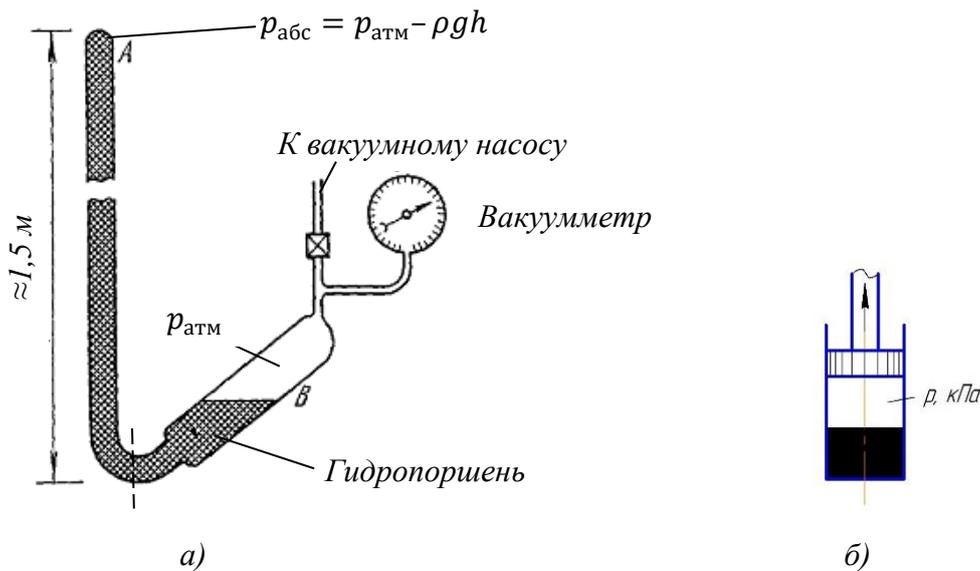


Рисунок 8 – Метод Ф. Донни по разрыву жидкости в трубке: а – исследовательская установка, б – модель воздействия

Модель воздействия (рисунок 8, б) представлена герметичным прозрачным цилиндром с маслом и воздухом. Поднимающийся поршень приводит к увеличению объема цилиндра и понижению давления p . О моменте разрушения жидкости будет свидетельствовать появление видимого невооруженным глазом пузырька.

Разрыв жидкости в стеклянной капиллярной трубке (или трубке Берглю, рисунок 9, а) первоначально самим автором осуществлялся путем запаивания капил-

ляра с жидкостью. Для удаления оставшегося в капилляре воздуха капилляр нагревался до полного визуального исчезновения воздуха (растворения его в испытуемой жидкости).

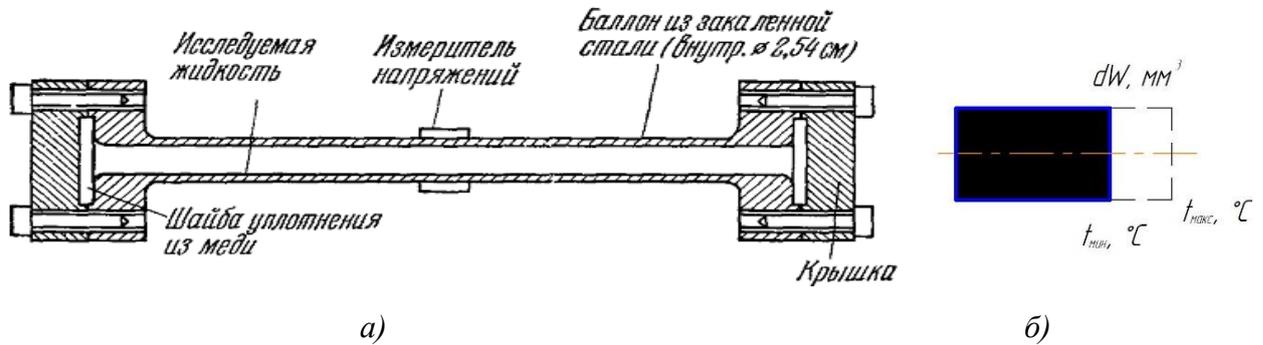


Рисунок 9 – Метод определения прочности жидкости М. Бертоло: а – капиллярная трубка; б – модель воздействия

Модель воздействия представлена замкнутым прозрачным цилиндром, который нагревается до температуры $T_{\text{макс}}$, а затем охлаждается до температуры $T_{\text{мин}}$, пока не происходит разрыва жидкости. Для определения показателя прочности требовалось определить разницу объемов dW , возникшую из-за разной скорости сужения цилиндра и жидкости в процессе охлаждения в момент появления видимого разрыва.

Аналогичные эксперименты были проведены Майером в 1911 году на трубках Бертоло [59, 60, 102]. Прочность жидкости σ , бар вычислялась при известных температурах T, T_0 , коэффициентах объемного расширения $\Delta\gamma$ стекла и исследуемой жидкости и модуля объемной упругости жидкости E . Один конец капиллярной трубки Бертоло (рисунок 10, а) был вытянут в очень тонкую полуспираль, к верхнему концу которой прикреплялось зеркало. Трубка заполнялась жидкостью, а нижний ее конец запаивался, как и раньше.

Перед запаиванием трубка калибровалась. Для этого к находящейся в ней жидкости несколько раз прикладывали известные положительные давления вместе с измерением угла поворота стеклянной спирали. Этот угол определялся с хорошей точностью по отклонению луча света, сфокусированного на поверхности зеркала. Максимальные давления разрыва составили минус 30 бар [102], что позже подтвердили Р. Винсент и Ж. Симмонд [131 – 133]. В опыте была получена диаграмма

разрушения представляющая собой линейную зависимость удельной нагрузки (давления) от относительного изменения объема (рисунок 10, б).

В центробежном методе О. Рейнольдса и А.М. Уордингтона [102] также применялись трубки Берто. Капилляр с помещенной в него жидкостью подвергается вращению в плоскости своей оси. Ввиду возникновения центробежных сил, стремящихся вытолкнуть жидкость из капилляра в противоположных направлениях, в центре него появлялось разрежение, приводящее к разрыву жидкости и ее выбрасыванию. Метод использовался в XIX веке, но не получил развития ввиду «слишком малых давлений всего в несколько бар».

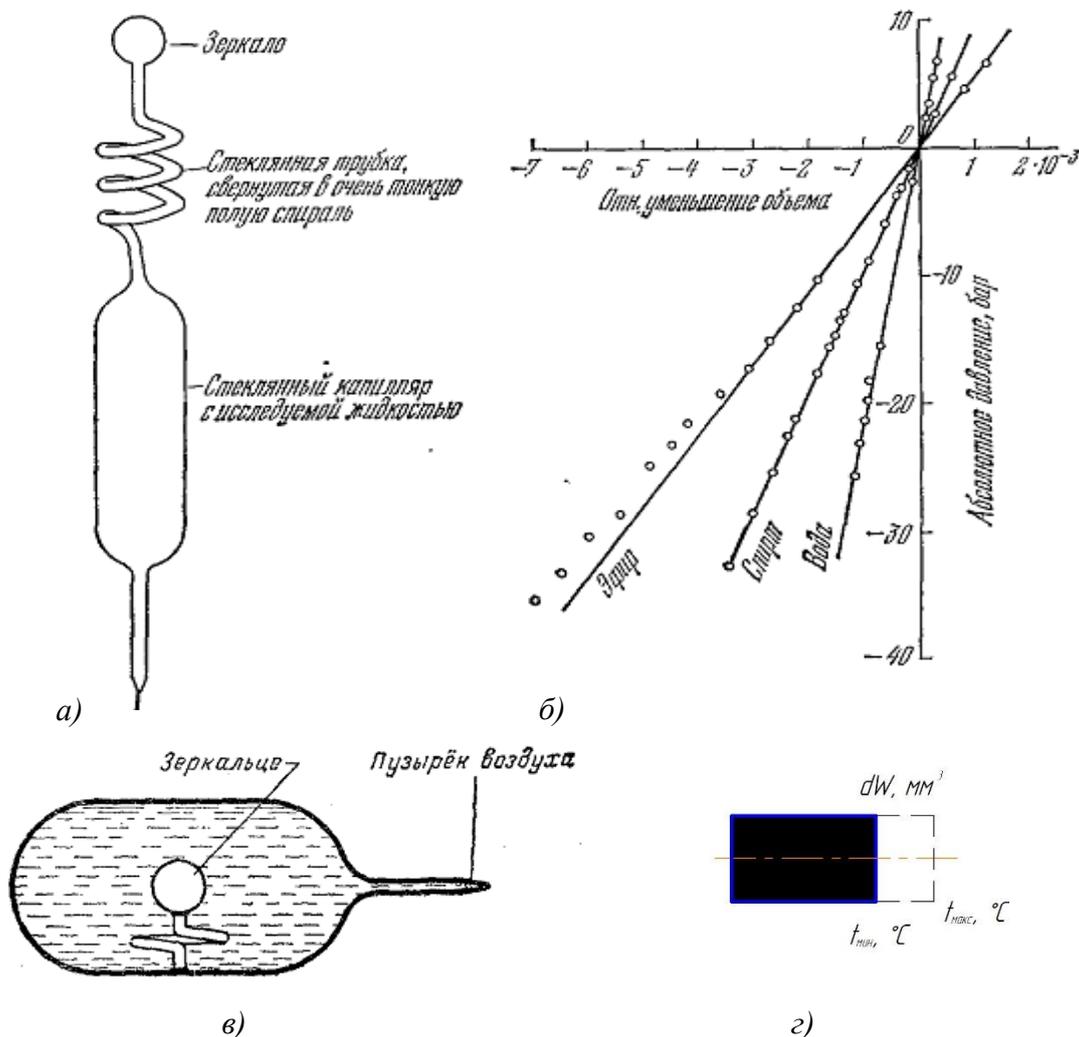


Рисунок 10 – Метод определения прочности жидкости Дж. Майера: а – измерительное устройство на основе зеркала; б – диаграмма разрушения; в – общий вид установки; г – модель воздействия

В середине XX столетия исследования по данному методу были возобновлены Л. Бриггсом [110 – 111]. Он устранил основную погрешность метода (выплескивание жидкости из капилляра во время испытаний), создав Z-образную трубку Бергло с удлиненной центральной частью (рисунок 11, в). Рейнольдс и Уорддингтон решали эту проблему путем запаивания одного конца трубки со стороны малого плеча (рисунок 11, б), т.к. тогда центр вращения трубки не проходил через ее геометрический центр. Однако Бриггс отказался от запаивания трубки в пользу более эффективного промывания капилляра, открытого с двух сторон.

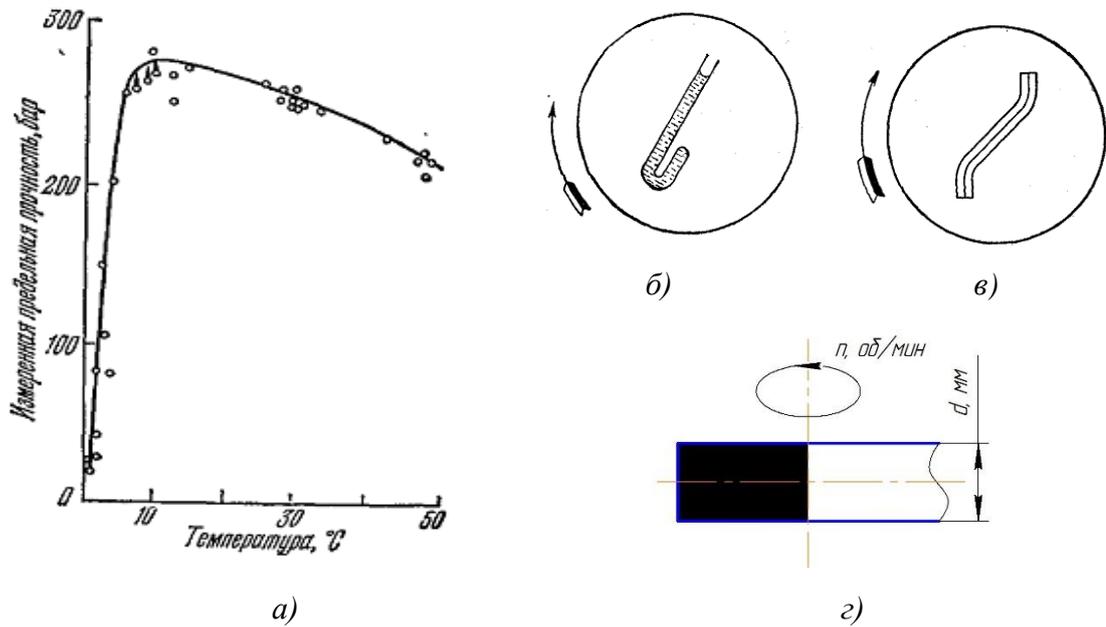


Рисунок 11 – Центробежный метод измерения прочности: а – диаграмма разрушения по Бриггсу; б – капиллярная трубка Бергло-Рейнольдса, в – капиллярная трубка Бриггса, г – модель воздействия

На рисунке 11, а, приведена зависимость растяжения воды от температуры для центробежного метода. Наибольшую прочность $p = -270$ бар, по Бриггсу, вода имеет при температуре $+4 \dots +5$ °C.. Наибольшее значение отрицательного давления Бриггс установил на ртути (-425 бар), разработав при этом методику смачивания ртутью стеклянных поверхностей [102].

Модель воздействия представлена открытым прозрачным вращающимся цилиндром (рисунок 11, г). Для определения показателя прочности требовалось вычислить разрежение на конце трубки диаметром d при известной частоте вращения n в момент появления видимого разрыва.

2. Разрыв жидкости в герметичном объеме

Первые опыты были проведены Винсентом и рядом других ученых. В качестве герметичного объема, способного увеличивать свой объем, применялся сиффон. В 60-х годах XX века В.А. Хохлов продолжил исследования с сиффоном, распространив их на масла [103]. Сосуд 1 (рисунок 12, а) состоит из металлического сиффона 4 и стеклянной трубки 5, герметично соединенных с опорной втулкой 6, заполняется исследуемой жидкостью через верхний конец стеклянной трубки и герметично закрывается резиновой пробкой 7. Индикатор перемещений 2 (микрометр) отслеживает удлинение сиффона, тарированная цилиндрическая пружина 3 позволяет оценить прикладываемую к сиффону нагрузку. Для предохранения верхнего конца стеклянной трубки от повреждения используется металлический поясок 10. Растяжение исследуемой жидкости производится пружиной 3 через стержень 11. Натяжение пружины осуществляется вращением гайки 12, перемещающей в вертикальном направлении винт 13. Для предохранения винта 13 от поворота используется шпонка 14. Измерение перемещений доньшка сиффона 4 производится индикатором 2 с ценой деления 0,01 мм. Перемещения нижнего конца пружины 3 измеряются с точностью до 0,1 мм. Точками отсчета служат нижний торец винта 13 и упор 15.

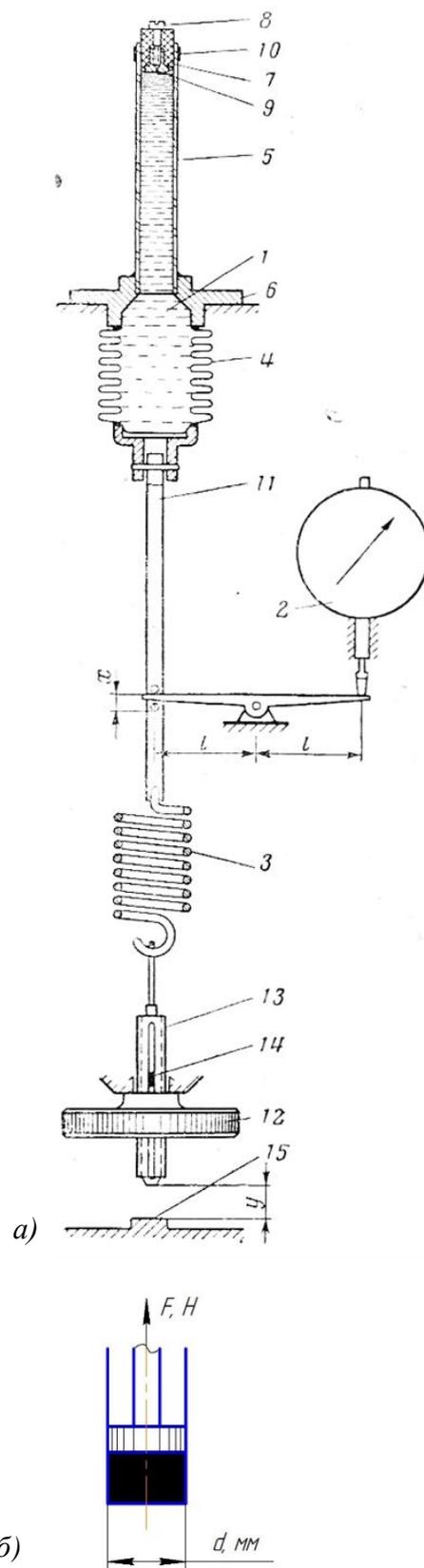


Рисунок 12 – Метод Хохлова:
а – исследовательская установка,
б – модель воздействия

Расчет давления $p_{ж}$ производился по формуле:

$$p_{ж} = \frac{1}{F_c} (k_c x + p_a F_c - k_{пр} (y - x)), \quad (19)$$

где F_c – площадь сиффона;
 x – перемещение дна сиффона;
 y – перемещение нижнего конца пружины;
 p_a – атмосферное давление;
 k_c – коэффициент жесткости сиффона;
 $k_{пр}$ – коэффициент жесткости пружины.

Координаты x и y фиксировались в момент появления пузырька в прозрачной трубке 5, видимого невооруженным глазом.

Важно, что модель воздействия (рисунок 12, б) представлена герметичным цилиндром с маслом и полностью повторяет модель разрушающих воздействий компрессорной установки на масло (см. рисунки 3 – 5).

Графики процесса растяжения масла авиационного гидравлического АМГ-10 представлены на рисунке 13. Наибольшая прочность достигнута при 20 °С, наименьшая – при 50 °С. Увеличение нагрузки на сиффон вызывало понижение давления p и удлинение x .

Диаграмма растяжения строится по 3-м кривым. Кривая OB соответствует процессу нагружения герметичного объема. Значение нагружающей силы, отнесенной к площади сиффона (давление p), определенной в этот момент, принимается за давление разрыва ($t. B$). Следует отметить, что кривая OB не имеет промежуточных экспериментальных точек и аппроксимационного уравнения, поэтому установить ее порядок (линейный квадратичный и т.д.) невозможно.

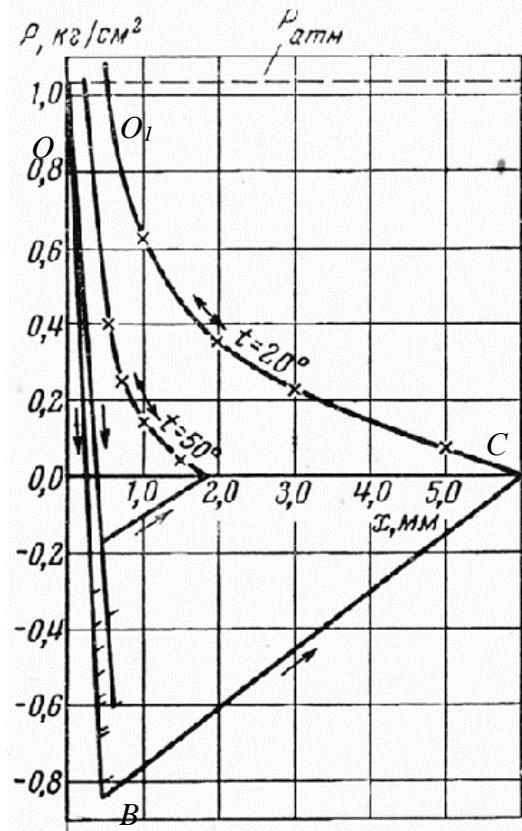


Рисунок 13 – Диаграмма растяжения авиационного масла АМГ-10

Кривая BC соответствует всплытию пузырька и увеличению удлинения из-за его растяжения. В [103] утверждается, что давление внутри объема падает до давления насыщенных паров масла, однако принцип его измерения не указывается.

Кривая CO_1 соответствует процессу выдержки объема без нагрузки до растворения видимого пузырька в масле. Сильфон при этом не возвращался к исходному удлинению (т. O).

Мелкими черточками на кривых OB указаны точки излома характеристик (моменты всплытия пузырька) в других опытах с АМГ-10.

3. Волновое воздействие на жидкость

В конце XX века появилось новое направление исследований прочности жидкости путем воздействия на нее волн различной природы, начиная от гидравлического удара и заканчивая наносекундными электромагнитными импульсами. Экспериментальные исследования [1, 15, 23, 53, 65, 84, 104] посвящены влиянию акустической кавитации воды на ее прочность. В качестве критерия прочности авторами было применено давление разрыва.

Результаты исследования влияния опрессовывания воды на давление разрыва приведены в таблице 5. Очевидно, что повышение давления опрессовывания свыше 20 МПа и увеличение продолжительности опрессовывания свыше 5 мин не дает дополнительного увеличения прочности.

Таблица 5 – Влияние давления и времени опрессовывания на прочность воды

Параметр		Значение				
Влияние давления опрессовывания (продолжительность 10 мин)						
Давление, МПа		0	20	40	60	80
Давление разрыва $\Delta p_{\text{раз}}$, МПа	Мин.	0,1	0,6	0,9	0,6	0,4
	Макс.	0,6	2,1	1,7	2,4	1,5
Влияние продолжительности опрессовывания						
Продолжительность, мин		5	25	50	75	100
Давление разрыва $\Delta p_{\text{раз}}$, МПа	Мин.	0,6	0,4	0,4	0,6	0,4
	Макс.	2,5	1,3	2,3	1,2	0,8

Исследования [53] были направлены на создание в жидкости несплошностей путем воздействия акустического возмущения. Предполагалось, что размер несплошности (радиус пузырька R) зависит от формы импульса давления. Качественное влияние импульсов на радиус пузырьков воздуха приведено на рисунке 14.

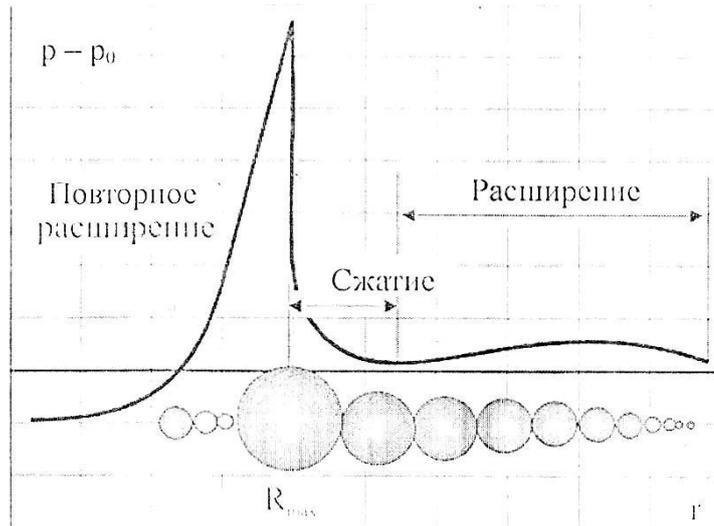


Рисунок 14 – Качественная форма импульса

Используя установку для наблюдения порогов акустической кавитации, по уровенграммам авторы [53] исследовали бензин А-92, керосин Т-4, флотский мазут Ф-5 и глицерин, установив качественную зависимость развития кавитационных событий от вязкости: чем выше вязкость жидкости, тем ниже частота кавитационных событий при прочих равных условиях.

Экспериментальное исследование предельных жидкостей при импульсном растяжении описано в [23]. Методом инверсии волны давления в волну растяжения при отражении от свободной поверхности жидкости изучена объемная прочность растянутых жидкостей в волне отрицательного давления.

Моментом потери прочности в [23] считается образование кавитационных полостей (рисунок 15, таблица 6). Как утверждается, достичь появления пузырьков в н-гептане и толуоле не удалось из-за ограничения исследовательской установке по давлению растяжения в 20 МПа.

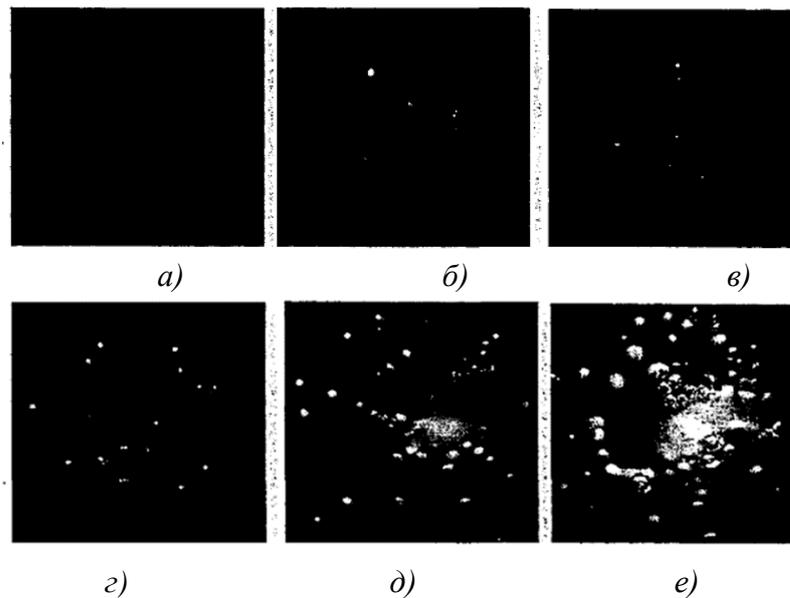


Рисунок 15 – Развитие кавитации в н-пентане с ростом отрицательного давления:
 а – 8,0 МПа, б – 8,3 МПа, в – 9,3 МПа, г – 10,4 МПа, д – 14,5 МПа, е – 15,5 МПа

Таблица 6 – Прочность углеводородов и воды при 25 °С

Жидкость	Прочность, МПа	
	Единичные пузырьки	Кавитационные полости
Н-пентан	8,3	14,5
Н-гексан	9,5	17,5
Н-гептан	11,0	-
Толуол	11,5	-
Вода	1,0	3,0

Сравнение экспериментальных работ по исследованию прочности жидкостей приведено в таблице 7, по которой можно заключить:

а) преобладающим показателем прочности экспериментальных работ является давление разрыва;

б) в подавляющем большинстве экспериментов применяются прозрачные жидкости, что необходимо, в первую очередь, для визуального наблюдения момента разрыва (появления пузырька) и фиксации по нему значений приборов для вычисления прочности;

в) особенностью экспериментов является стремление многих авторов получить максимальную прочность, ввиду чего многие жидкости предварительно дегазируются

Таблица 7 – Сравнение экспериментальных работ

Параметр сравнения	Ф. Донни	М. Бергло	Дж. Майер	В.А. Хохлов	Х.М. Баджетт	Л. Бриггс	А.М. Уорддингтон	О. Рейнольдс	Р.С. Винсент	В.Е. Виноградов	В.Н. Пильгунов	В.А. Непомнящий	А.Я. Исаков и др.	А.В. Коржаков	ГОСТ 1756-2000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Параметр прочности															
Давление над свободной поверхностью	+														
Давление насыщенных паров															+
Напряжение растягивающее		+													
Давление отрицательное			+					+		+					
Давление разрыва				+	+	+	+		+			+			
Давление акустическое													+		
Вакуум											+				
Расход топлива														+	
Подготовка жидкости															
Дегазирование (вакуумирование)	+										+		+		
Опрессовывание				+								+			
Нагрев		+	+												
Отстаивание											+		+		
Не проводится	+			+							+		+	+	+
Не оговаривается					+	+	+	+	+	+					
Воздух в исследуемом объеме															
Присутствует (по методике)	+					+	+	+					+	+	+
Удаляется после заполнения				+					+		+				
Не допускается при заполнении				+					+						

Окончание таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Приборное оснащение			+	+							+				+
Особенности конструкции установки				+		+			+		+				+
Методика эксперимента			+		+		+			+					+
Не оговариваются	+														+
Метод															
Термический		+	+				+								
Центробежный						+	+	+							
Сильфонный				+					+						
Вязкостный									+						
Вакуумный	+														
Поршневой											+				
Волна давления										+					
Две поверхности					+										
Акустический													+	+	
ГОСТ															+
Не оговаривается												+			

Как и в случае с теоретическими показателями прочности, получаемые исследователями значения прочности существенно расходятся (таблица 8), что обусловлено следующими причинами:

1. Момент потери жидкостью прочности определяется невооруженным глазом по пузырьку, критические размеры которого для каждого автора свои.
2. Наблюдать несплошность в непрозрачных или отработанных жидкостей практически невозможно.
3. Целью экспериментов большинства авторов служит поиск максимально достижимой прочности, а не оценка текущего состояния жидкости, поэтому образцы предварительно подготавливаются (вакууммируются, опрессовываются, отстаиваются, нагреваются и т.д.).

4. В ряде экспериментов допускается наличие воздуха в замкнутом объеме после заполнения или его растворение путем нагрева, что превращает исследование прочности масла в исследование разряжения воздуха.

Таблица 8 – Значения экспериментальных критериев прочности

Прочность, атм.	Жидкость	Метод	Автор (год)	
0,12	Серная кислота	Сильфонный	Ф. Донни (1843)	
6	Спирт этиловый		Р.С. Винсент (1943)	
2,9	Масло минеральное			
0,7	Керосин		В.А. Хохлов (1964)	
1,6	Веретенное 20			
3	АМГ-10			
50	Вода	Капиллярная трубка (нагрев)	М. Бергло (1850)	
32			Дж. Майер (1911)	
150			Диксон (1909)	
68			Х.-Н. В.Темперли и др. (1946)	
56			А.Ф. Скотт и др. (1948)	
17			Спирт этиловый	А.М. Уордингтон (1893)
72	Эфир этиловый		Дж. Майер (1911)	
53,5	Спирт метиловый		Х.-Н. В.Темперли и др. (1946)	
280	Вода		Капиллярная трубка (вращение)	Л. Бриггс (1949)
4,9				О. Рейнольдс (1878)
27		А.М. Уордингтон (1893)		
7,9	Спирт этиловый	Дж. Майер (1911)		
39		Дж. Дж. Доноджи и др. (1951)		
157	Бензол	Л. Бриггс (1949)		
400	Ртуть	Волновой		В.Е. Виноградов (2006)
115	Толуол			В.А. Непомнящий
30	Вода			
2,4				

§ 1.4. Стандартные показатели состояния жидкостей

Состояние масел и рабочих жидкостей оценивается достаточно большим количеством показателей, представленных в таблице 9 [7]. Выделяют 3 основные стадии оценки показателей:

1. Стадия разработки и квалификационных испытаний жидкости включает контроль максимального количества показателей, т.к. именно на этой стадии формируются функции жидкости, которые она должна будет выполнять в период эксплуатации. Это наиболее продолжительная и трудоемкая стадия.

2. На стадии лабораторных испытаний на стендах, узлах и агрегатах количество контролируемых показателей меньше, что объясняется стабильностью ряда показателей, отсутствием или нецелесообразным применением лабораторных методов и средств достоверного измерения этих параметров.

3. На стадии эксплуатации количество измеряемых показателей минимально из-за невозможности применения лабораторных методов, дороговизны процедуры, необходимости аттестации измерительного оборудования и аккредитации лаборатории, отсутствия регламентируемых диапазонов значений и слабым или неизвестным влиянием параметра на эксплуатационные характеристики.

Таблица 9 – Показатели физико-химических свойств жидкостей

Показатель	Стадия разработки и квалификационных испытаний	Лабораторные испытания на узлах и агрегатах	Эксплуатационные испытания или эксплуатация
1	2	3	4
Вязкость	+	+	+
Плотность	+	+	+
Температура вспышки	+	+	+
Температура замерзания	+	+	+
Содержание механических примесей	+	+	+
Содержание воды	+	+	+
Кислотное число	+	+	+
Поверхностное натяжение	+	+	–

Окончание таблицы 9

1	2	3	4
Давление насыщенных паров	+	+	–
Индекс вязкости	+	+	–
Модуль объемного сжатия	+	–	–
Удельная теплоемкость	+	–	–
Коэффициент термического разложения	+	–	–
Упругость паров	+	–	–
Токсичность	+	–	–
Пожаробезопасность	+	–	–
Смазываемость	+	+	–
Абсорбирование воздуха, пенообразование	+	+	–
Гигроскопичность	+	+	–
Растворимость в гидравлических жидкостях	+	+	–
Диэлектрические свойства	+	–	–
Прозрачность или отличительная окраска	+	–	–
Неприятный запах	+	–	–
Стоимость производства	+	–	–
Анилиновая точка (совместимость с эластомерами)	+	+	–

Среди приведенных показателей следует выделить 5 наиболее распространенных лабораторных измерений, производящих непосредственное воздействие на исследуемую жидкость.

1. Кинематическая вязкость

Кинематическая вязкость является наиболее часто измеряемым показателем состояния масла, т.к. служит основным показателем подбора масла, средства и способов измерения стандартизованы, хорошо отработаны, а стоимость оборудования и реактивов сравнительно не высока.

Метод измерения регламентирован [37] и определяет кинематическую вязкость как сопротивление жидкости течению под действием гравитации, что позволяет классифицировать ее как показатель прочности. Используемые стеклянные

капиллярные вискозиметры должны соответствовать [26]. По времени истечения контрольного объема жидкости, заключенного между отметками верхнего и нижнего уровня, через стеклянный капилляр под действием собственного веса можно судить о кинематической вязкости жидкости (рисунок 16, а). При этом должно быть обеспечено истечение жидкости из капилляра по стенкам трубки в нижний резервуар без создания в ней избыточного давления, а каплепадение из капилляра исключено.

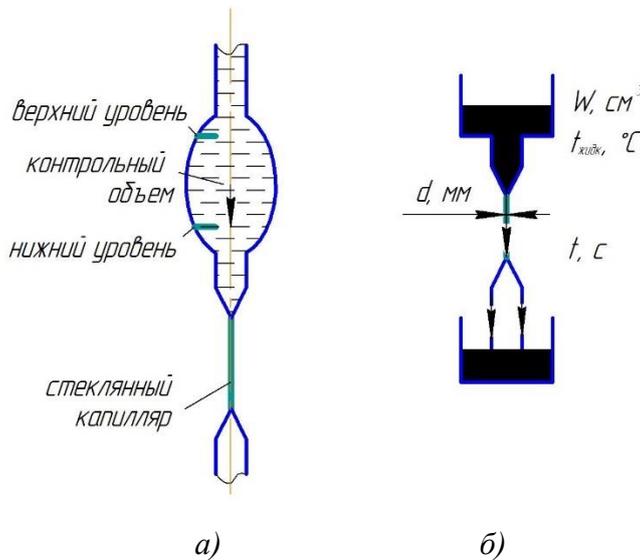


Рисунок 16 – Истечение жидкости через каналы: а – капилляр вискозиметра; б – модель воздействия

Модель воздействия (рисунок 16, б) представлена двумя резервуарами, открытыми в атмосферу и соединенными вертикальным капилляром. Главным измеряемым показателем служит время истечения t контрольного объема W через капилляр диаметра d жидкости с температурой $t_{\text{жидк}}$ под собственным весом из одного резервуара в другой. Кинематическая вязкость вычисляется по измеренному времени истечения t и постоянной вискозиметра, зависящей от диаметра d .

2. Динамическая вязкость

Динамическая вязкость, в отличие от кинематической, измеряется значительно реже, что обусловлено более дорогостоящим оборудованием и связью двух вязкостей через плотность: измерение кинематической вязкости и плотности с расчетом динамической вязкости проще и экономически выгоднее, чем измерение динамической вязкости.

Метод измерения регламентирован [30] и требует применения ротационного вискозиметра с набором стандартных измерительных устройств (рисунок 17, а).

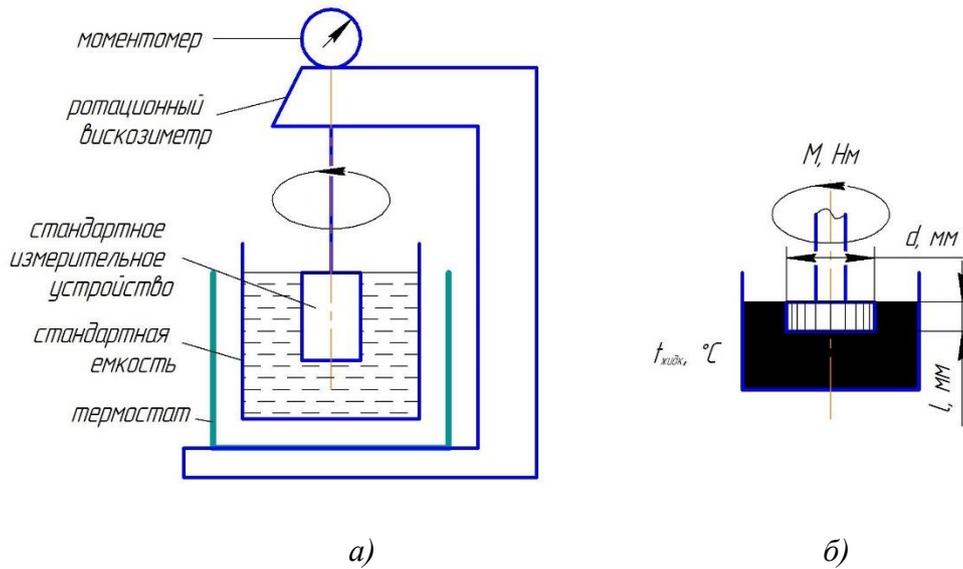


Рисунок 17 – Воздействие на масло при измерении динамической вязкости: а – схема прибора; б – модель

При вращении измерительного устройства с определенной частотой в объеме жидкости регистрируется момент вращения, по установившемуся значению рассчитывается динамическая вязкость, определяемая как мера сопротивления истечению или деформации жидкости, что так же, как и кинематическую вязкость, позволяет классифицировать ее как показатель прочности.

Модель воздействия (рисунок 17, б) представлена вращающимся цилиндром (конусом) в объеме жидкости, открытом в атмосферу. Главным измеряемым показателем состояния служит момент вращения M стандартного цилиндрического или конического измерительного устройства с известной геометрией, характеризуемой диаметром d и длиной l , в объеме жидкости с температурой $t_{\text{жидк}}$. Динамическая вязкость определяется по установившемуся значению момента M и некоторой постоянной измерительного устройств, зависящей от d и l .

3. Температура вспышки в закрытом тигле

Температура вспышки определяется не столько для масла, сколько для его паров, образуемых при нагреве. Метод измерения регламентирован [40]. Емкость, наполненная маслом до определенного уровня (рисунок 18, а), закрывается заслон-

кой и нагревается. После достижения температуры, определяемой согласно методике с использованием паспортных значений, заслонка кратковременно открывается и внутрь объема без погружения в масло помещается поджигательный элемент, который должен воспламенить пары масла. По наличию устойчивой, повторяемой вспышки (но не постоянного горения) устанавливается температура вспышки масла.

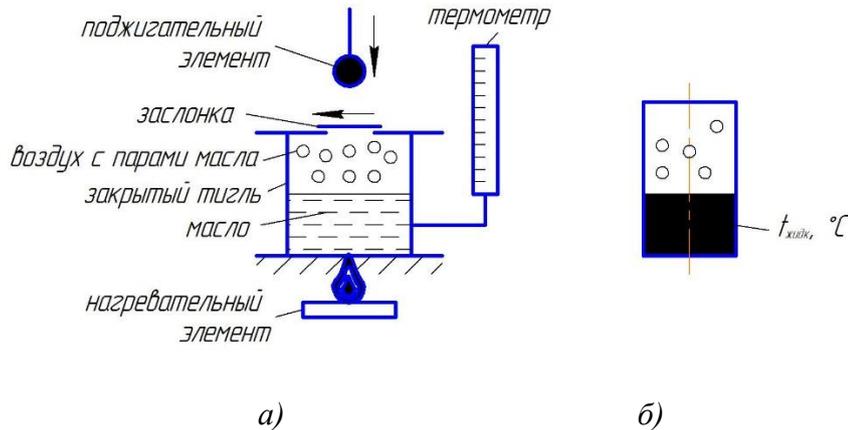


Рисунок 18 – Измерение температуры вспышки: а – схема установки; б – модель воздействия

Модель воздействия (рисунок 18, б) представлена замкнутым объемом, содержащим жидкость и воздух. Главным измеряемым показателем состояния служит температура масла $t_{\text{жидк}}$, определяемая напрямую по показаниям термометра в момент кратковременного воспламенения паров масла поджигательным элементом.

4. Давление насыщенных паров

Давление насыщенных паров на практике применяется при расчетах кавитационного запаса насосов, что свидетельствует о его максимально близком соответствии искомому показателю прочности. Метод измерения регламентирован [28]. Жидкостная камера, наполненная маслом, герметично соединяется с воздушной камерой с установленным манометром точных измерений и разогревается в термостате до требуемой температуры (рисунок 19, а). Между камерами со временем устанавливается равновесие между испарением и конденсацией масла.

Модель воздействия (рисунок 19, б) представлена герметичным цилиндром со встроенным прибором прямого измерения показателя – манометром. При измерении очень важно соблюдать первоначальное соотношение объемов жидкости $W_{\text{жидк}}$ и воздуха $W_{\text{возд}}$, которое должно составлять $W_{\text{возд}}/W_{\text{жидк}} = 3,95 \dots 4,05$, т.е. объем воздушной камеры должен превосходить объем жидкостной в 4 раза. Главным измеряемым показателем служит давление $p_{\text{нп}}$, определяемое при установлении показаний манометра при определенной температуре жидкости $t_{\text{жидк}}$.

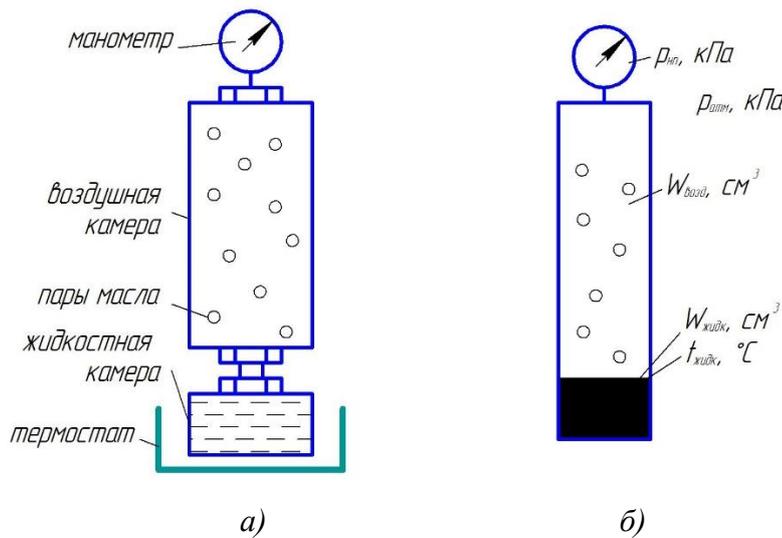


Рисунок 19 – Измерение давления насыщенных паров: а – схема установки, б – модель воздействия

5. Поверхностное натяжение

Автоматические приборы для измерения поверхностного натяжения получили в последнее время достаточно широкое распространение. Их принцип работы основан на измерении силы отрыва стандартного кольца от поверхности жидкости (рисунок 20, а).

Модель воздействия (рисунок 20, б) представлена открытым в атмосферу цилиндром с жидкостью, на поверхности которой расположен поршень. Главным измеряемым показателем служит сила F , возникающую при плавном отрыве стандартного кольца с известными геометрическими характеристиками d от поверхности масла. Для расчета поверхностного натяжения необходимо зафиксировать максимальную возникающую силу.

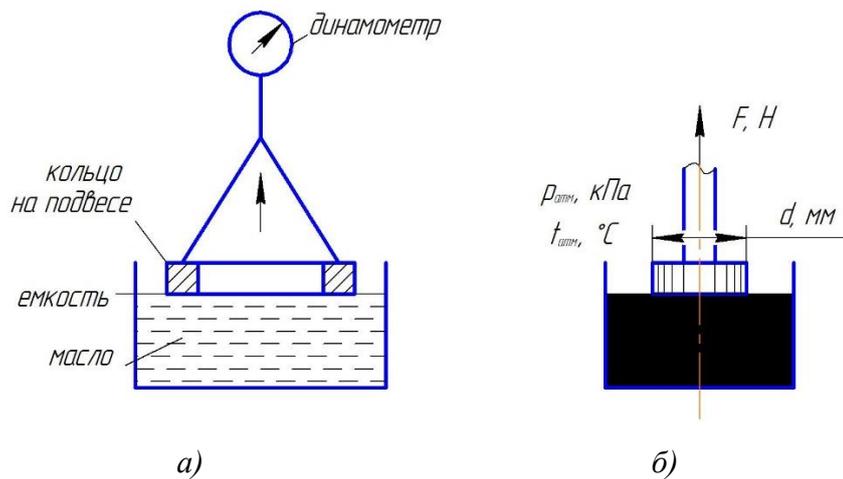


Рисунок 20 – Измерение поверхностного натяжения: а – схема установки; б – модель воздействия

6. Фракционный состав механических примесей

Фракция частиц оценивается по наибольшему линейному размеру, видимому в пробе жидкости под микроскопом (рисунок 21). Такой метод оценки состояния жидкости сопоставим с теоретическим показателем прочности – радиусом сферического пузырька. Механические примеси, как и пузырьки, нарушают сплошность жидкости и являются ядрами зарождения разрыва.

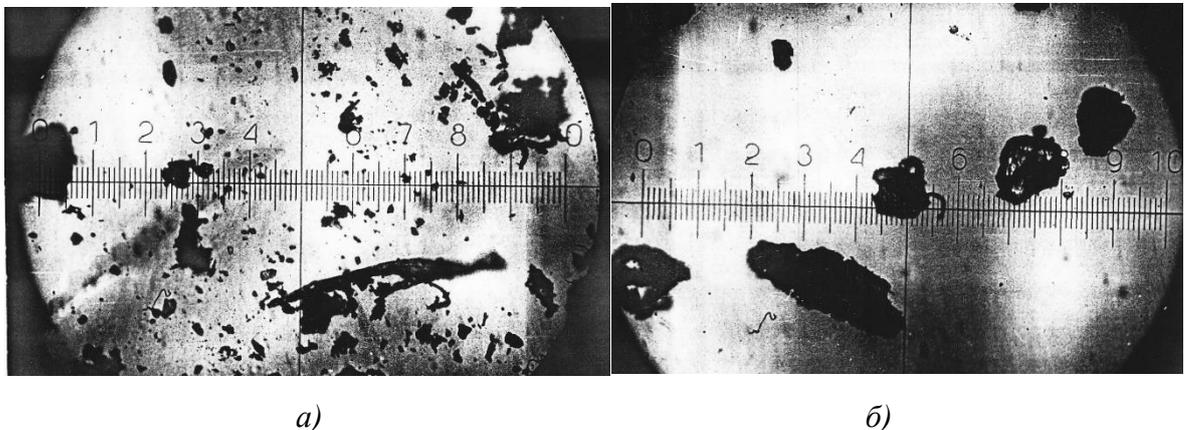


Рисунок 21 – Снимки проб рабочей жидкости с механическими примесями (1 деление шкалы = 1 мкм): а – с высокой концентрацией мелких частиц; б – с низкой концентрацией крупных частиц

Диапазон зазоров в качающих узлах компрессоров составляет от 3 мкм в установившемся температурном режиме до 15...20 мкм при запуске при отрицательных температурах. Частицы размером в 5 ... 10 мкм для таких пар трения являются вредными, а в 20 ... 30 мкм – разрушительными.

Требования к качеству компрессорных масел устанавливает [29], метод определения – [41], в котором размеры механических примесей не регламентируются. Оговаривается лишь допустимая массовая доля не более 0,007%. Так, если в компрессорной установке находится 100 кг масла, механические примеси могут составлять 0,7 кг, что для производителей современной компрессорной техники и масел является неприемлемым, однако допустимые диапазоны по фракционному составу и количеству частиц в масле установить невозможно.

7. Массовая доля воды

Источником обводнения компрессорного масла является атмосферная влага, содержащаяся в воздухе в виде водяных паров. При сжатии воздуха в смеси с маслом концентрация влаги повышается пропорционально развиваемому давлению нагнетания, но из-за повышения температуры возрастает и влагоемкость воздуха, поэтому при штатном рабочем режиме влага из воздуха не конденсируется. Однако при остановке компрессора и сбросе давления температура воздуха снижается, что приводит к снижению влагоемкости и возможной конденсации влаги из воздуха. Если конденсация влаги происходит внутри маслоотделителя, влага неизбежно попадает в масло. Из-за низкой растворимости воды в углеводородных соединениях (таблица 10) она находится в объеме масла в виде отдельных молекул, которые наравне с механическими примесями и воздухом служат очагами несплошности жидкости.

Таблица 10 – Растворимость воды в ароматических углеводородах

Углеводород	Формула	Молекулярная масса	Растворимость воды при 30 °С по массе, %
Бензол	C_6H_6	78	0,082
Монометилбензол	C_7H_8	92	0,053
Диметилбензол	C_8H_{10}	106	0,046
Триметилбензол	C_9H_{12}	120	0,018

Метод определения массовой доли воды регламентирует [32]. Содержание в компрессорном масле воды в жидком состоянии, согласно [29], не допускается.

Постановка задач исследования

Рассмотренные в § 1.1 модели разрушающего воздействия компрессорной установки на масло определяют ряд требований к методу исследования прочности:

1. На жидкость должно осуществляться разрушающее воздействие с численной оценкой этого воздействия (измерением силы, температуры и т.п.).
2. Объем с исследуемым маслом должен быть герметичен.
3. При испытании объем не должен быть связан с атмосферой.
4. Объем должен иметь возможность геометрического увеличения.
5. Должно осуществляться измерение силового воздействия.
6. Объем изначально не должен содержать воздух.
7. Измерение (особенно визуальная оценка) геометрических размеров несплошности должно быть исключено.
8. Исследуемый образец не должен подвергаться подготовке перед испытанием (вакуумированию, подогреву, опрессовке, отстаиванию и т.п.).

Сравнение экспериментальных методов оценки состояния жидкости представлено в таблице образом, чтобы достигнуть **цель исследования** – обеспечение энергоэффективности компрессорных установок диагностикой масла по показателю прочности, – следует решить следующие **задачи**:

1. Ввести показатель прочности жидкости на основе гипотезы о его подобии разрушению твердого тела. Искомый показатель должен быть напрямую связан с разрывом жидкости, т.е. с началом возникновения несплошности жидкой среды – газового пузырька.
2. Разработать достоверный (воспроизводимый) способ, позволяющий объективно измерять показатель прочности. Измерить объемную прочность для широкого спектра масел из разных отраслей машиностроения.
3. Произвести поиск взаимосвязей показателя прочности с классическими свойствами жидкостей (вязкостью, плотностью, кислотным числом, температурой вспышки и т.д.).

4. Определить взаимосвязь показателя энергоэффективности и показателя прочности.
5. Внедрить способ экспресс-диагностики прочности для входного контроля качества масла.

Таблица 11. Ни один из рассмотренных методов в полной мере не соответствует предъявляемым требованиям, что говорит о необходимости создания нового метода с учетом особенностей, рассмотренных выше.

В части обеспечения подобия свойств объема с жидкостью и силового воздействия наиболее близко модели разрушения компрессорного масла соответствует сильфонный метод [103]. Однако в части объективной оценки состояния, минимизирующей субъективное влияние человека и исключаяющей какую-либо подготовку образцов, преобладают стандартные методы.

Таким образом, чтобы достигнуть **цель исследования** – обеспечение энергоэффективности компрессорных установок диагностикой масла по показателю прочности, – следует решить следующие **задачи**:

6. Ввести показатель прочности жидкости на основе гипотезы о его подобию разрушению твердого тела. Искомый показатель должен быть напрямую связан с разрывом жидкости, т.е. с началом возникновения несплошности жидкой среды – газового пузырька.
7. Разработать достоверный (воспроизводимый) способ, позволяющий объективно измерять показатель прочности. Измерить объемную прочность для широкого спектра масел из разных отраслей машиностроения.
8. Произвести поиск взаимосвязей показателя прочности с классическими свойствами жидкостей (вязкостью, плотностью, кислотным числом, температурой вспышки и т.д.).
9. Определить взаимосвязь показателя энергоэффективности и показателя прочности.
10. Внедрить способ экспресс-диагностики прочности для входного контроля качества масла.

Таблица 11 – Сравнение моделей методов измерения и разрушающих воздействий

Метод	Параметр сравнения						
	Разрушающее воздействие	Герметичность объема	Исключение связи с атмосферой	Увеличение герметичного объема	Исключение попадания воздуха в объем	Исключение оценки размера несплошности	Отсутствие подготовки образца
Методы измерения прочности							
Разрыв в стеклянной трубке	+	-	-	+	-	-	-
Разрыв в сильфоне	+	+	+	+	+	-	-
Разрыв при волновом воздействии	+	-	-	-	-	-	-
Стандартные методы оценки состояния жидкости							
Вязкость кинематическая	-	-	-	-	-	+	+
Вязкость динамическая	+	-	-	-	+	+	+
Температура вспышки	+	+	-	-	-	+	+
Давление насыщенных паров	+	+	+	-	-	+	+
Поверхностное натяжение	+	-	-	-	+	+	+
Фракционный состав примесей	-	-	-	-	+	-	+
Массовая доля воды	-	-	-	-	+	+	+

Исследование прочности методом растяжения жидкостей в сильфоне с последующим анализом характеристики процесса следует считать наиболее предпочтительным и наиболее близко моделирующим разрушающие процессы, протекающие в компрессорной установке. При этом металлический сильфон можно отнести к абсолютно герметичной и относительно легко деформируемой оболочке. Растяжению жидкости в этом случае противостоят вязкостные, когезионные, адгезионные силы в объеме и ее адсорбированных граничных слоев значительной площади, также подвергнутых сдвигу при деформации гофра.

ГЛАВА 2. ВВОД ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ МАСЛА

Анализ экспериментальных исследований объемной прочности масла выявил три главных фактора точности и достоверности применяемых методов:

1. Визуальный контроль момента разрыва по появлению видимой несплошности в объеме жидкости. Процессы, предшествующие этому моменту, практически никак не оцениваются, поэтому гарантировать соответствие наблюдаемого момента действительному моменту разрушения невозможно, что подтверждается значительными расхождениями показателей прочности (см. таблицы 4 и 8).

2. Единого мнения о критическом размере несплошности среди авторов не выработано.

3. Наличие воздуха в замкнутом объеме с жидкостью, на который исследователи идут либо сознательно, либо не оговаривают в работе этот фактор.

Это свидетельствует о том, что для повышения точности и достоверности измерения прочности следует отказаться от визуального контроля.

В разделе выдвигается гипотеза о подобии разрушения процессов жидкости, заключенной в герметичную рабочую камеру (сильфон), и твердого хрупкого тела.

§ 2.1. Подобие процессов разрушения твердого и жидкого тела

Характер процесса разрушения жидкости, описанный в экспериментальных работах [51, 59, 60, 76, 82, 102, 103, 116, 118, 131 – 133], позволяет сделать предположение о том, что наибольшее подобие достигается с процессом разрушения хрупкого твердого тела, классическая диаграмма которого и диаграммы, полученные в указанных работах, представлены на рисунке 22. Подобие подтверждается следующими фактами:

1. По оси ординат всегда откладывается либо непосредственно растягивающая сила F , действующая на исследуемый образец, либо удельная сила, выраженная давлением p , Па, или напряжением σ , Па. По оси абсцисс откладывается геометрическая характеристика, в качестве которой может выступать удлинение x , мм, относительное удлинение ε , %, или относительное увеличение объема ω , %.

2. При начале силового воздействия на образец его удлинение исчезающе мало или вообще отсутствует. По мере роста воздействия происходит линейное удлинение образца.

3. Разрушение образца происходит достаточно быстро, сопровождается резким нелинейным ростом удлинения, зона пластических деформаций практически отсутствует.

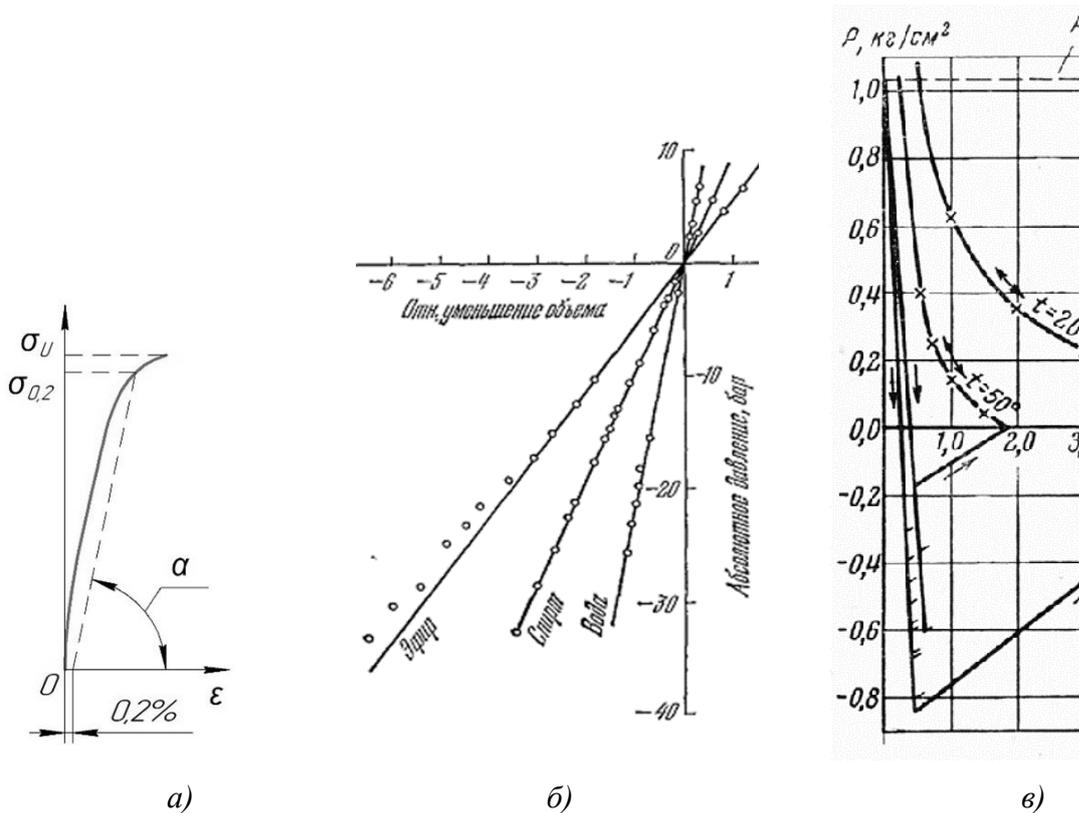


Рисунок 22 – Диаграммы разрушения физических тел: а – классическая диаграмма разрушения хрупкого твердого тела; б – диаграмма разрушения эфира, спирта и воды в стеклянном капилляре; в – диаграмма разрушения авиационного масла АМГ-10 в сильфоне

Модель испытания на растяжение твердотельного образца [48] (рисунок 23, а) совпадает с моделью разрушающего воздействия масла в компрессорной установке (рисунок 23, б) за исключением изменения диаметра: при растяжении твердого образца он утоньшается ($d_2 < d_1$), а при растяжении жидкости в цилиндре с поршнем – остается постоянным ($d = const$). В обоих случаях измеряемыми параметрами являются сила воздействия на образец F и возникающее при этом удлинение x .

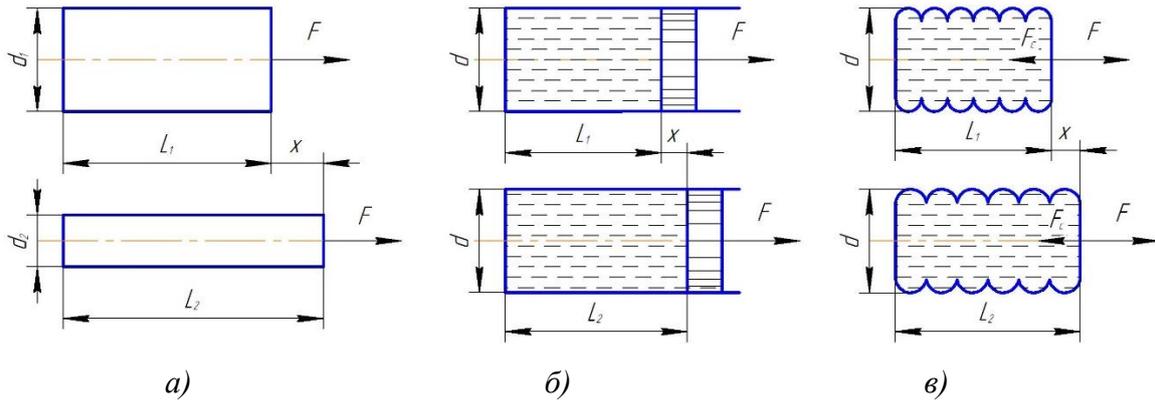


Рисунок 23 – Модели испытаний образцов: а – растяжение твердого тела; б – воздействие на масло в компрессорной установке; в – сифонный метод определения прочности

Принимая подобие процессов, ввод показателей прочности осуществляется следующим образом:

1. Модуль растяжения β_p – аналогично модулю упругости твердого тела E [60], характеризует угол наклона α линейной части диаграммы (см. рисунок 22, а) и вычисляется как отношение давления (напряжения) к относительному изменению объема:

$$\beta_p = - \frac{\Delta p \cdot W_{\text{си}}}{\Delta W_{\text{си}}}, \quad (20)$$

где Δp – изменение давления, действующего на объем исследуемой жидкости;
 $W_{\text{н}}$ – начальный объем жидкости;
 ΔW – изменение объема при изменении давления на Δp .

Знак « \rightarrow » в (21) необходим для получения положительных значений, т.к. Δp и ΔW всегда противоположны по знаку: при увеличении давления жидкость сжимается (объем уменьшается), а при падении – растягивается (объем увеличивается). Важно, что модуль растяжения β_p применим только в случае линейного характера диаграммы.

Если изменение давления отсчитывается от некоторого фиксированного нуля, т.е. $p_{\text{н}} = p_{\text{атм}} \approx \text{const}$ (например, при начале испытаний при атмосферном давлении в сифоне), то $\Delta p = p_{\text{атм}} - p_{\text{к}}$, и для определения модуля упругости следует применять текущее значение давления в рабочей камере $p_{\text{к}}$:

$$\beta_p = - \frac{(p_{\text{атм}} - p_{\text{к}}) \cdot W_{\text{си}}}{\Delta W_{\text{си}}}. \quad (21)$$

2. Давление разрыва p_p – аналогично условному пределу прочности $\sigma_{0,2}$. Следует отметить, что его вычисление отличается от принципа вычисления $\sigma_{0,2}$, т.к. в отличие от твердого тела сильфон с жидкостью при удлинении сохраняет свое сечение (сравн. рисунки 23, б и в), и 0,2% относительного удлинения ε в случае с жидкостью означает также прирост ее объема на 0,2%, что свидетельствует о том, что в рабочей камере происходит не растяжения жидкости, а растяжение выделившегося или случайно попавшего воздуха. Согласно описаниям процессов разрушения жидкости [21, 59, 60, 102, 103], в начале нагружения прироста объема жидкости не происходит или оно настолько мало, что измерить его с достаточной точностью невозможно, поэтому давление разрыва p_p следует определять по диаграмме разрушения как ординату точки, соответствующей излому диаграммы.

Для сильфонного способа, при отсутствии приборов измерения давления, текущее значение давления p определяется по силе F , действующей на дно сильфона площадью S за вычетом силы сопротивления сильфона F_c , которую он имеет на данном удлинении x [103]:

$$p = p_{\text{атм}} - \frac{F - F_c}{S}. \quad (22)$$

§ 2.2. Устройство и работа испытательного стенда

Испытательный стенд, подвергающий жидкость разрыву, принципиально не отличается от стендов по испытаниям твердых тел. Рабочая камера, выполняемая на основе неподвижного цилиндра и подвижного поршня (см. рисунок 23, б), не гарантирует абсолютной герметичности из-за возможного поступления воздуха из окружающей среды через уплотнения поршня, соответственно, не обеспечивается достаточная чистота эксперимента. Идеальной камерой в этом отношении служит сильфон, удлиняющийся без изменения диаметра (см. рисунок 23, в) и обладающий

абсолютной герметичностью, поэтому в качестве прототипов в работе использованы испытательные стенды, применяемые В.А. Хохловым и Р.С. Винсентом [102, 103]. Главными отличиями разработанного стенда (рисунок 24, таблица 12) служат:

1. Отсутствие необходимости визуально наблюдать момент разрыва – он определяется после построения диаграмм разрушения.

2. Разрывающее воздействие на жидкость оказывается весом воды, а не тарированной пружиной. При сохранении условий испытаний в пределах нормальных [27], объем W_B и вес воды G прямо пропорциональны, нет необходимости проверять характеристику тарированной пружины.

3. В ходе испытаний строится не одна диаграмма разрушения, а поле диаграмм, позволяющее оценивать наличие в рабочей камере случайно запертого воздуха и обеспечивать высокую достоверность получаемых результатов.

Таблица 12 – Технические характеристики ИС

Параметр	Ед. изм.	Значение
Максимальный объем емкости нагружения ЕНМ	л	2
Цена деления емкости нагружения ЕНМ	мл	50
Максимальный объем бака воды БВ	л	6
Соотношение плеч рычага	-	250 / 50
Тип рабочей камеры	-	Сильфонная
Кол-во типоразмеров рабочих камер	-	3
Диаметр рабочих камер условный	мм	20 / 25 / 32
Объем рабочих камер	мл	57,0 / 152,0 / 220,0
Цена деления микрометра МКМ	мм	0,01
Предел измерения микрометра МКМ	мм	10
Подача насоса Н ном.	л/мин	1,0
Габаритные размеры ИС (ДхШхВ)	мм	1000х400х1250
Масса ИС сухая (приблизительно)	кг	15

Стенд имеет сильфон СФ, на верхней крышке которого установлен кран шаровой КШ4 и расширительный бачок БР. Нижняя крышка через компенсационный рукав РК1 соединена с баком БМ для испытываемого образца жидкости. РК1 предназначен для минимизации влияния веса трубопроводов и арматуры и исключения

отклонения СФ от вертикальной оси. БМ устанавливается выше СФ, чем достигается полное заполнение как СФ, так и БР. КШ4 при этом оказывается под уровнем жидкости что исключает задержание под ним воздуха во время наполнения и закрытия.

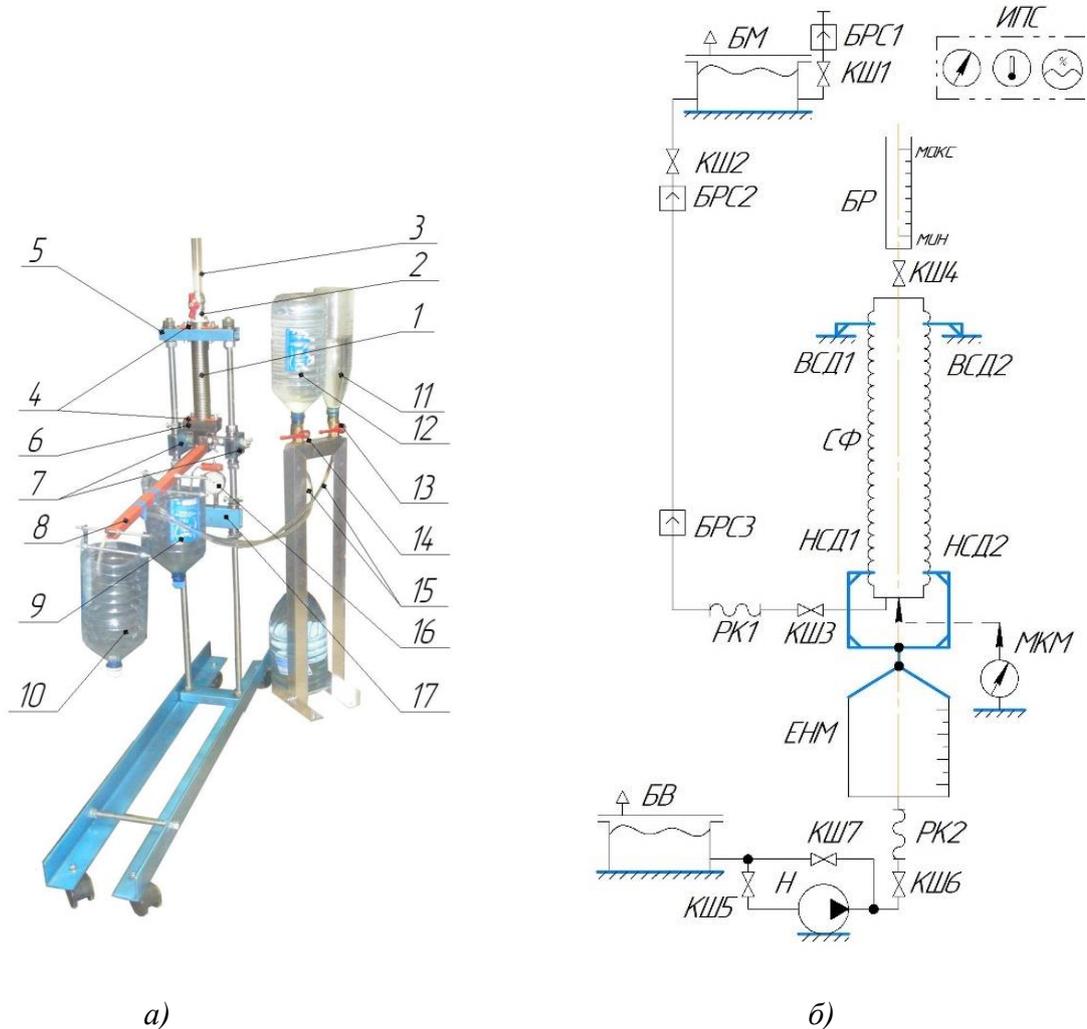


Рисунок 24 – Испытательный стенд: а – внешний вид, б – принципиальная схема

Слив жидкости из СФ производится перемещением БМ ниже СФ. Для соединения БМ с СФ предусмотрены быстроразъемные соединения БРС2 и БРС3. Для наполнения БМ предусмотрено быстроразъемное соединение БРС1. СФ установлен в серповидных держателях, входящих в его гофру. Верхние серповидные держатели ВСД1 и ВСД2 закреплены неподвижно. Нижние серповидные держатели НСД1 и НСД2 для исключения отклонения от вертикальной оси шарнирно соединены тягами с мерной нагружающей емкостью ЕНМ и перемещаются вместе с ней.

Нагружение объема производится подачей воды дозирующим центробежным насосом Н в ЕНМ из бака БВ. Регулирование подачи Н осуществляется перепуском

части потока в БВ через кран КШ7. ЕНМ соединена с трубопроводами и арматурой через компенсационный рукав РК2, выполняющий те же функции, что и РК1. БВ расположен выше оси Н, но ниже ЕНМ, что в первом случае позволяет обеспечить постоянное нахождение Н под уровнем воды, а во втором – слив воды из ЕНМ самотеком. Контроль параметров окружающей среды осуществляется многофункциональным прибором ИПС, совмещающим в себе функции барометра, термометра и гигрометра. Удлинение сильфона под действием веса воды отслеживается микрометром МКМ, установленным непосредственно под дном сильфона.

На рисунке 25 приведены основные приборы и средства измерения, примененные в испытательном стенде.



Рисунок 25 – Приборы и средства измерения испытательного стенда: а – индикатор часового типа ИЧ-10 ГОСТ 577 для микрометра; б – термогигрометр с функцией измерения атмосферного давления ИВТМ-7М 5Д; в, г – мерные емкости ГОСТ 1770 для калибровки емкости нагружения

Для создания нужного усилия на сильфоне и одновременно обеспечения минимального веса был применен алюминиевый профильный рычаг с соотношением плеч 5 к 1 (250 / 50 мм) и полипропиленовая емкость, откалиброванная стандартными мерными емкостями. Это позволило отказаться от емкости большого объема (порядка 8 л) при прямом подвесе к сильфону и, как следствие, сделать конструкцию более компактной, легкой и жесткой.

Поле последовательных диаграмм разрушения (рисунок 26) строится по следующему алгоритму:

1. Контролируются параметры окружающей среды: атмосферное давление $p_{\text{атм}}$, температура окружающего воздуха $t_{\text{атм}}$, влажность $S_{\text{атм}}$.

2. Рабочая камера заполняется исследуемой жидкостью до отметки «макс» на БР,

3. Кранами КШЗ и КШ4 рабочая камера отсекается.

4. Насос Н подает воду в ЕНМ, при этом фиксируется объем воды $W_{\text{в}}$ и соответствующее ему удлинение x .

5. Кран КШ4 открывается. Воздух, выделившийся в камере, поднимается вверх и через БР выходит в атмосферу. Одновременно производится слив воды в БВ самотеком при остановленном насосе Н.

6. Ожидание выхода воздуха из рабочей камеры принято постоянным и составляет 600 ± 20 с.

7. Во время ожидания полученные значения $W_{\text{в}}$ пересчитываются к $p_{\text{к}}$, строится диаграмма «1». При этом начальной точкой диаграммы служит измеренное атмосферное давление $p_{\text{атм}}$.

8. По МКМ контролируется возвращение к нулевой отметке, после чего КШ4 вновь закрывается и испытание повторяется с п. 3 – строится диаграмма «2» и т.д.

Таким образом, испытательный стенд требует измерения всего 3-х величин: атмосферного давления $p_{\text{атм}}$, объема воды в ЕМН $W_{\text{в}}$ и удлинения x .

По полю диаграмм видно, что модуль растяжения $\beta_{\text{р}}$ при переходе от предыдущего испытания к следующему постоянно растет, однако точно вычислен быть

не может, т.к. все диаграммы имеют нелинейный характер. Тем не менее, его рост означает, что система «рабочая камера – жидкость» повышает свою жесткость. В приведенном примере на рисунке 26 гипотеза о подобии разрушений жидкости и хрупкого твердого тела, высказанная в начале главы, начинает подтверждаться только ближе к 10-й диаграмме, что с большой долей вероятности объясняется наличием запертого воздуха в камере, который не смог выйти из нее при наполнении. Это явление подробно рассмотрено и оценено в 3-ей главе, посвященной анализу точности и достоверности.

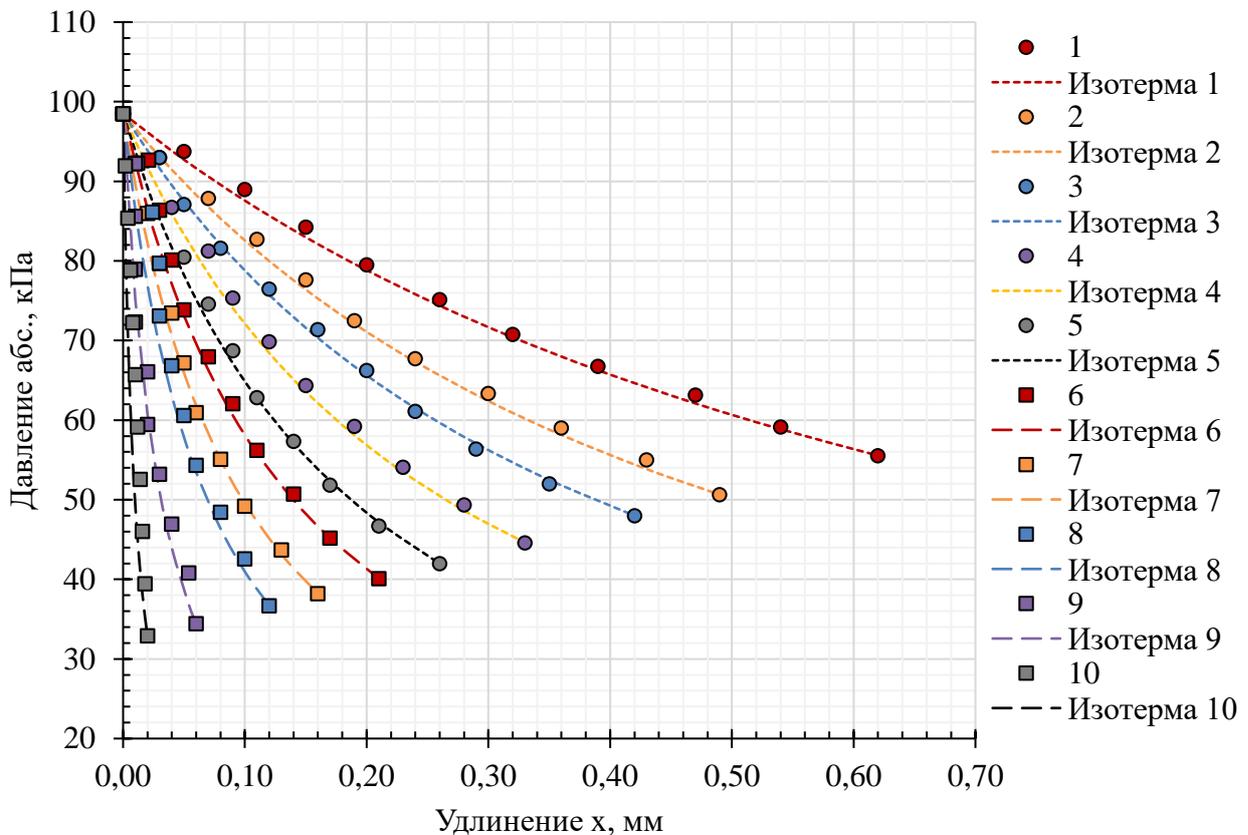
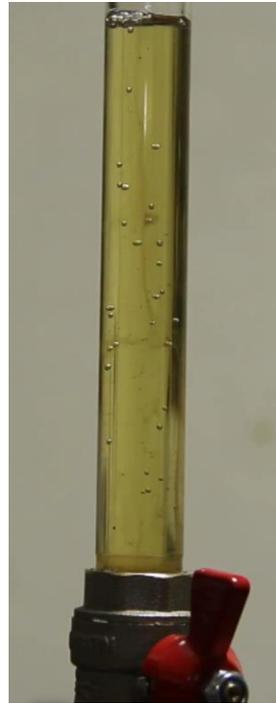
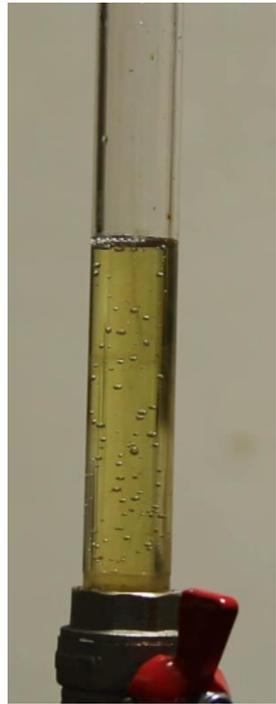
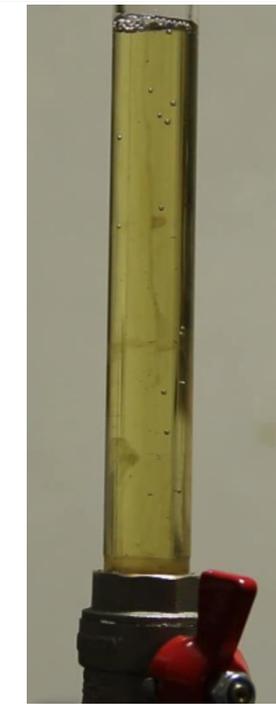


Рисунок 26 – Поле последовательных диаграмм разрушения образца жидкости на примере масла компрессорного Mol Kompresol S68 (образец №1)

В таблице 13 приведены фотографии всплывающего из рабочей камеры воздуха при получении поля последовательных диаграмм разрушения для двух характерных моментов: сразу после открытия и спустя 5–10 секунд. Оценен диаметр наибольшего пузырька $d_{п}$. Снижение диаметра $d_{п}$ и количества пузырьков дополнительно подтверждает повышение жесткости системы «рабочая камера – жидкость» и свидетельствует о высокой вероятности запирания объема внутри гофры сильфона при его заполнении.

Таблица 13 – Иллюстрация объемов воздуха, выходящих из сифонной камеры

1 диаграмма разрушения		2 диаграмма разрушения	
Сразу после открытия	Спустя 5 – 10 секунд	Сразу после открытия	Спустя 5 – 10 секунд
$d_{\text{п}} \approx 12 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 3 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 7 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 1 \text{ мм}$
			
5-я диаграмма разрушения		9-я диаграмма разрушения	
Сразу после открытия	Спустя 5 – 10 секунд	Сразу после открытия	Спустя 5 – 10 секунд
$d_{\text{п}} \approx 4 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 1 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 2 \text{ мм}$	$d_{\text{п}} \approx 1 \text{ мм}$
			

§ 2.3. Расчетные уравнения показателей прочности

Для вывода конечных формул для вычисления модуля растяжения и давления разрыва, а также для построения диаграммы в координатах «давление / удлинение» требуется через измеренные на стенде величины определять давление в любой из точек на диаграмме разрушения. Формула (23) требует определить силу F , действующую на дно сиффона, и вычесть из нее силу сопротивления сиффона F_c на конкретном удлинении. Последняя сила определяется только при известной упругой характеристике сиффона (см. §3.1), которая в рабочем диапазоне удлинений x описывается линейно уравнением вида

$$F_c = k_c x + b_c, \quad (23)$$

где k_c – коэффициент жесткости сиффона, характеризующий угол наклона его механической характеристики;
 b_c – коэффициент смещения характеристики по оси ординат.

Сила F , прилагаемая к сиффону, определяется весом воды G в емкости нагружения ЕНМ с учетом того, что вес воды передается на сиффон через рычаг с большим плечом $l_{\text{макс}}$ и меньшим $l_{\text{мин}}$:

$$F = G \frac{l_{\text{макс}}}{l_{\text{мин}}}. \quad (24)$$

Как уже отмечалось выше, вес воды G при соблюдении нормальных условий испытаний по [27] напрямую определяется объемом W_B в мерной емкости ЕНМ через плотность ρ_B и ускорение свободного падения g :

$$G = \rho_B g W_B. \quad (25)$$

Подстановка (25) в (24) позволяет выразить силу F через приборно измеряемый объем W_B :

$$F = \rho_B g W_B \frac{l_{\text{макс}}}{l_{\text{мин}}}. \quad (26)$$

Площадь дна сильфона в соответствии с чертежом вычисляется по его условному диаметру d_y :

$$S = \frac{\pi d_y^2}{4}. \quad (27)$$

Формула для определения давления на любом из удлинений сильфона получается подстановкой (23, 26 и 27) в (22):

$$p = p_{\text{атм}} - 4 \frac{\rho_{\text{в}} g W_{\text{в}} \frac{l_{\text{макс}}}{l_{\text{мин}}} - (k_c x + b_c)}{\pi d_y^2}. \quad (28)$$

Подстановка постоянных в уравнение (28) упрощает его до вида:

$$p = p_{\text{атм}} - 1,274 \cdot \frac{49050 \cdot W_{\text{в}} - (k_c x + b_c)}{d_y^2}. \quad (29)$$

При известном удлинении $x = x_p$, на котором наблюдается излом диаграммы разрушения, давление p , вычисляемое по формуле (29), является искомым показателем прочности – давлением разрыва p_p .

Для вычисления модуля растяжения необходимо связать изменение объема рабочей камеры $\Delta W_{\text{си}}$ с удлинением x . Полагая изменение объема в витках гофры исчезающе малым, изменение объема рабочей камеры может быть вычислено по формуле:

$$\Delta W_{\text{си}} = x \frac{\pi d_y^2}{4}. \quad (30)$$

Подстановка (29) и (30) в (21) дает окончательное выражение для определения модуля растяжения:

$$\beta_p = -4 \frac{\left(p_{\text{атм}} - \left(p_{\text{атм}} - 1,274 \cdot \frac{49050 \cdot W_{\text{в}} - (k_c x + b_c)}{d_y^2} \right) \right) \cdot W_{\text{си}}}{x \pi d_y^2},$$

$$\beta_p = -4 \frac{1,274 \cdot \frac{49050 \cdot W_B - (k_c x + b_c)}{d_y^2} \cdot W_{\text{си}}}{x \pi d_y^2},$$

$$\beta_p = -1,623 \cdot W_{\text{си}} \cdot \frac{49050 \cdot W_B - (k_c x + b_c)}{x d_y^4}. \quad (31)$$

Выводы по второй главе

1. Сильфонный метод наиболее близко моделирует процессы разрушения масла в компрессорной установке, что подтверждается сравнительным анализом в качестве прототипа выбран.

2. В качестве испытательного стенда следует применять стенд, схожий по принципу действия с широко распространенными разрывными установками для твердых тел, но предназначенный для жидкости.

3. На основе гипотезы о подобии процесса разрушения хрупкого твердого тела и жидкости, показатели прочности введены по следующему принципу: модуль растяжения β_p – аналогично модулю упругости E , давление разрыва p_p – аналогично условному пределу прочности $\sigma_{0,2}$.

4. Как и в случае разрушения твердого тела, для жидкости необходимо построение диаграмм разрушения.

Глава 3. Воспроизводимость и точность эксперимента

В разделе рассмотрены факторы, влияющие на воспроизводимость и точность экспериментов, а также произведена оценка воспроизводимости и точности. Первым рассмотрен вопрос построения упругой характеристики сильфона, представляющего собой пружину растяжения. Второй вопрос, представляющий крайне важное значение для эксперимента, – наличие в рабочей камере случайно запертого воздуха, способного полностью исказить результаты. Третий вопрос заключается в проверке воспроизводимости и точности предложенного способа для возможности распространения его на большое количество образцов жидкостей. Также показана независимость результатов измерений от типоразмера (геометрических характеристик) применяемых рабочих камер.

§ 3.1. Определение упругой характеристики сильфона

Сильфон (рабочая камера) служит неотъемлемой частью испытываемой жидкости. Для однозначного определения его влияния на результаты эксперимента он должен обладать абсолютной герметичностью, иметь линейную упругую характеристику и сохранять линейность упругой характеристики на протяжении длительного времени.

Определение упругой характеристики сильфона служит первоочередным мероприятием исследований прочности жидкости. Характеристика представляет собой зависимость удлинения сильфона x от прилагаемой силы F_c .

Для 3-х сильфонов (таблица 14) были проведены 2 серии испытаний:

1. Растяжение открытого сильфона без жидкости.
2. Растяжение открытого сильфона с жидкостью.

Первая серия испытаний (10 опытов) позволила получить характеристику сопротивления сильфонов, не заполненных жидкостью и не закрытых запорным элементом. Вторая серия испытаний (10 опытов) дала характеристику сопротивления в том случае, когда сильфон не закрыт, но заполнен рабочей жидкостью.

Таблица 14 – Геометрические характеристики сифонных рабочих камер

Параметр		Обозн.	Ед. изм.	Сиффон		
				№1	№2	№3
Начальный объем камер	измер.	$W_{си}$	мл	47,0	142,0	210,0
	теор.	$W_{ст}$		47,5	141,3	209,6
Диаметр внутренний		d	мм	24,2	29,1	37,2
Диаметр условный		d_y		20,0	25,0	32,0
Диаметр внешний		D		26,2	31,2	40,4
Толщина слоя		S		0,15	0,15	0,20
Радиус гофры внешний		$r1$		0,9	0,9	1,2
Радиус гофры внутренний		r		0,5	0,7	0,9
Длина выступа		h		3,1	3,1	4,2
Шаг гофры		t		1,9	2,5	3,0
Кол-во витков		z_B	—	42	84	72
Начальный угол сиффона		φ	°	2		

В таблице 15 и в приложении А показано, что для обеих серий опытов характеристики сиффонов с высокой достоверностью R^2 описываются линейными уравнениями вида

$$F_c = k_c x + b_c. \quad (32)$$

Таблица 15 – Коэффициенты упругих характеристик сиффонов

Коэф.	Сиффон без жидкости			Сиффон с жидкостью		
	№1	№2	№3	№1	№2	№3
k_c	0,0533	0,0599	0,0344	0,0532	0,0599	0,0355
b_c	-0,1566	-0,0179	-0,1627	-0,1450	0,0647	-0,0429
R^2	0,9931	0,9966	0,9963	0,9944	0,9997	0,9984

Для подтверждения воспроизводимости был определен критерий Кохрена G (таблица 16).

Таблица 16 – Критерии Кохрена при определении упругих характеристик

Серия испытаний	Критерий Кохрена			
	Экспериментальный $G_э$ для сиффона			Контр. $G_к$
	№1	№2	№3	
Открытый сиффон без жидкости	0,2715	0,1856	0,1592	0,3310
Открытый сиффон с жидкостью	0,2039	0,1782	0,1631	

Проведенные испытания по определению упругих характеристик сиффонов показали:

1. Все сиффоны имеют линейную характеристику сопротивления (коэффициент достоверности линейных аппроксимаций $R^2 \geq 0,9931$).
2. Характеристика сопротивления стабильна, т.к. экспериментальный критерий Кохрена $G_э$ меньше табличного $G_к$, условие воспроизводимости выполняется.
3. Наличие в сиффоне жидкости не влияет на его упругие свойства, коэффициенты k_c в обоих случаях практически равны, отличаясь только в 4 значащей цифре после запятой.

§ 3.2. Анализ влияния запертого воздуха в рабочей камере

Запертый воздух в рабочей камере, который не был вытеснен жидкостью после наполнения, имеет решающее значение для достоверности эксперимента, т.к. при приложении растягивающего воздействия удлинение сиффона будет происходить только из-за разряжения воздуха, а не из-за сопротивления жидкости. Это явление отчетливо проявляется на первых диаграммах разрушения (см. поле диаграмм на рисунке 26), жидкость не оказывает воздействию никакого сопротивления.

Оценить объем воздуха внутри камеры невооруженным глазом невозможно, а специализированное оборудование крайне дорогостояще и все равно не позволяет определить объем воздуха прямым измерением. Альтернативным вариантом оценки запертого объема воздуха W_H служит его теоретический расчет с применением анализа поля диаграмм разрушения.

Для расчета применяется классическое уравнение термодинамического процесса:

$$p_H W_H^k = p_K W_K^k = \text{const}, \quad (33)$$

где p_H – начальное абсолютное давление внутри камеры, кПа;

p_K – конечное абсолютное давление внутри камеры, кПа;

W_H – начальный объем запертого воздуха, мм³;

W_K – конечный объем запертого воздуха, мм³,

k – показатель процесса: для адиабатного $k = 1,4$, для изотермического $k = 1,0$

Начальный объем W_H является искомым. Выражение его из (33) дает:

$$\begin{aligned} W_H^k &= \frac{p_K W_K^k}{p_H}, \\ W_H &= W_K \frac{(p_K)^{\frac{1}{k}}}{(p_H)^{\frac{1}{k}}}, \\ W_H &= W_K \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}. \end{aligned} \quad (34)$$

Начальное давление p_H , установившееся в камере после закрытия крана КШ4, равно текущему атмосферному давлению $p_{\text{атм}}$, сложившемуся на момент испытаний. Оно измеряется барометром напрямую и всегда известно.

Конечное давление p_K определяется по (29).

Конечный объем воздуха W_K связан с начальным W_H через изменение объема камеры ΔW :

$$W_K = \Delta W + W_H, \quad (35)$$

Изменение объема камеры ΔW рассчитывается по формуле (30).

Подстановка в (34) указанных формул дает выражение для расчета начального объема:

$$W_H = (\Delta W + W_H) \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}},$$

$$\begin{aligned}
W_H &= \Delta W \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}} + W_H \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}, \\
W_H - W_H \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}} &= \Delta W \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}, \\
W_H \cdot \left(1 - \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}} \right) &= \Delta W \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}, \\
W_H &= \frac{\Delta W \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{k}}}, \\
W_H &= \frac{x \cdot \frac{\pi d_y^2}{4} \cdot \left(\frac{4 \cdot (\rho_B W_B g - (k_c x + b_c))}{\pi d_y^2 \cdot p_{\text{атм}}} \right)^{\frac{1}{k}}}{1 - \left(\frac{4 \cdot (\rho_B W_B g - (k_c x + b_c))}{\pi d_y^2 \cdot p_{\text{атм}}} \right)^{\frac{1}{k}}}. \tag{36}
\end{aligned}$$

Уравнение (36) устанавливает необходимые для расчета параметры:

- а) вид протекающего термодинамического процесса, характеризуемый показателем k ;
- б) объем воды в нагружающей емкости W_B , м³;
- в) удлинение сиффона x , мм;
- г) атмосферное давление $p_{\text{атм}}$, Па

Применяются следующие постоянные:

- а) коэффициенты упругой характеристики сиффона k_c и b_c ;
- б) условный диаметр сиффона d_y , мм;
- в) плотность воды $\rho_B = 1000$ кг/м³;
- г) ускорение свободного падения $g = 9,81$ Н/кг;
- д) число $\pi = 3,14$.

Ввиду малой скорости процесса нагружения – подача насоса N порядка 1 л/мин (см. таблицу 12), одна характеристика из 10 точек строится в течение 5 мин

– теплообмен жидкости с внешней средой следует считать установившимся, следовательно, расширение воздуха (если он есть) происходит по изотермическому закону, т.е. $k = 1$.

Вычисление теоретического начального объема W_H для каждой из диаграмм разрушения дает уравнение регрессии начального объема. В качестве примера на рисунке 27, а и б соответственно, представлены уравнения для компрессорного масла Mol Kompresol S68 (образец №1) и питьевой воды (образец №4). Их анализ позволяет заключить:

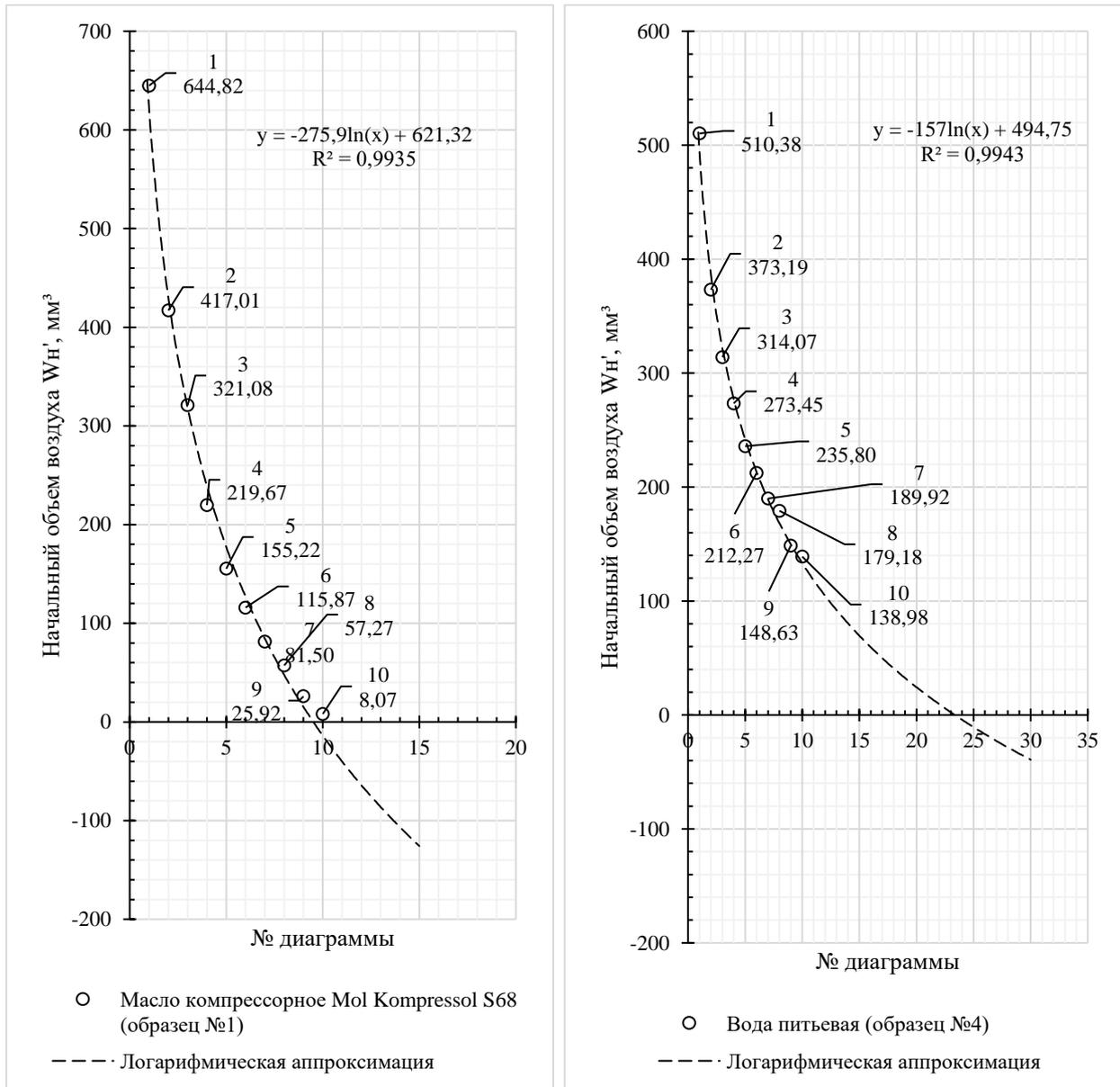
1. Регрессии с высокой степенью достоверности ($R^2 = 0,9935, R^2 = 0,9943$) аппроксимируются натуральным логарифмом.

2. Пересечение уравнения аппроксимации с осью абсцисс дает номер диаграммы (округленный до ближайшего целого в большую сторону), по которой следует определять показатели прочности. Для компрессорного масла это 10-я характеристика, а для воды – только 25-я.

Рассчитанные начальные объемы W_H позволяют построить теоретические изотермы. Их наложение на экспериментальные данные по каждой диаграмме разрушения на примере компрессорного масла Mol Kompresol S68 (образец №1) приведено на рисунке 26. Очевидно, что экспериментальные точки лежат на соответствующих изотермах, что подтверждает правомерность допущения об изотермическом процессе.

Оценить достоверность рассчитанных теоретических объемов W_H позволяет их сравнение с характерными геометрическими объемами сильфонов. Эскиз элемента гофры сильфона в соответствие с паспортными данными (см. таблицу 14) приведен на рисунке 28, а. В исходном состоянии она немного сжата, угол гофры φ отрицателен (рисунок 28, б). Если производить наполнение рабочей камеры в исходном состоянии, воздух задержится в верхних точках каждого витка. Поэтому решающее влияние оказывают 2 характерных объема:

- а) объем одного витка гофры W_r (см. рисунок 28, а);
- б) защемленный объем одного витка при сжатой гофре W_φ , образуемый внутренней поверхностью гофры и уровнем жидкости, попавшей в гофрированную часть (см. рисунок 28, б).



а)

б)

Рисунок 27 – Уравнение регрессии теоретически рассчитанных начальных объемов запертого воздуха по первым 10-ти диаграммам разрушения: а – масло компрессорное Mol Kompresol S68 (образец №1), б – вода питьевая (образец №4)

Объем витка гофры W_Γ вычисляется как сумма объемов двух торов: с сечением в виде полуокружности на диаметре d_r и в виде прямоугольника на диаметре d_h :

$$W_\Gamma = W_{\text{по}} + W_{\text{п}}. \quad (37)$$

Объем $W_{\text{по}}$ определяется как половина объема тора круглого сечения:

$$W_{\text{по}} = \frac{\pi d_\Gamma \cdot \pi r_{\text{вн}}^2}{2}. \quad (38)$$

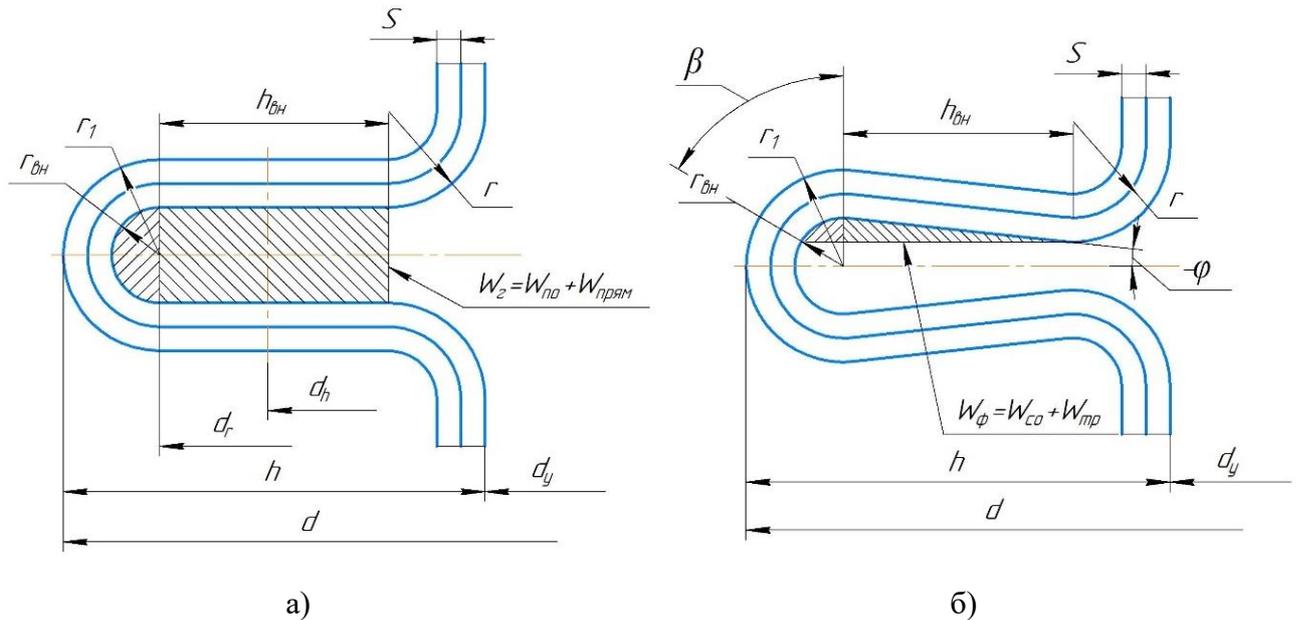


Рисунок 28 – Гофра сильфона: а – геометрические параметры; б – состояние сжатой гофры и защемленного объема воздуха

Объем $W_{\text{п}}$ определяется как объем тора прямоугольного сечения:

$$W_{\text{п}} = \pi d_h \cdot 2r_{\text{вн}} h_{\text{вн}}. \quad (39)$$

Подстановка (38) и (39) в (37) дает выражение для вычисления объема витка:

$$W_\Gamma = \frac{\pi d_\Gamma \cdot \pi r_{\text{вн}}^2}{2} + \pi d_h \cdot 2r_{\text{вн}} h_{\text{вн}}, \quad (40)$$

Защемленный объем при сжатой гофре W_ϕ удобно определить, уменьшив объем W_Γ пропорционально площадям:

$$W_{\varphi} = W_{\Gamma} \frac{S_{\Gamma}}{S_{\varphi}}. \quad (41)$$

Площадь S_{Γ} уже применялась для вычисления объема W_{Γ} :

$$S_{\Gamma} = \frac{\pi r_{\text{BH}}^2}{2} + 2r_{\text{BH}} h_{\text{BH}}. \quad (42)$$

Площадь S_{φ} как сумма двух площадей: части окружности S_{CO} и объема с треугольным сечением $S_{\text{ТР}}$.

$$S_{\varphi} = S_{\text{CO}} + S_{\text{ТР}}. \quad (43)$$

Площадь S_{CO} представляет собой разность площадей сектора окружности с углом β радиусом r_{BH} и прямоугольного треугольника с тем же углом β , в котором r_{BH} является гипотенузой. Угол β легко найти по известному из таблицы 14 углу φ .

$$\beta = \arccos \frac{r_{\text{BH}} - h_{\text{BH}} \cdot \text{tg} \varphi}{r_{\text{BH}}}. \quad (44)$$

Тогда разность площадей сектора и треугольника вычисляется по формуле:

$$S_{\text{CO}} = \pi r_{\text{BH}}^2 \frac{\arccos \frac{r_{\text{BH}} - h_{\text{BH}} \cdot \text{tg} \varphi}{r_{\text{BH}}}}{360} - \frac{r_{\text{BH}}^2 \sin \beta \cos \beta}{2}. \quad (45)$$

Площадь $S_{\text{ТР}}$ определяется по известному углу φ и длине h_{BH} :

$$S_{\text{ТР}} = \frac{h_{\text{BH}}^2 \cdot \text{tg} \varphi}{2}. \quad (46)$$

Подстановка (42), (45) и (46) в (41) дает выражение для вычисления объема при сжатой гофре W_{φ} через пропорциональное уменьшение площади:

$$W_{\varphi} = W_{\Gamma} \cdot \frac{\pi r_{\text{BH}}^2 \frac{\arccos \frac{r_{\text{BH}} - h_{\text{BH}} \cdot \text{tg}\varphi}{r_{\text{BH}}}}{360} - \frac{r_{\text{BH}}^2 \sin \beta \cos \beta}{2} + \frac{h_{\text{BH}}^2 \cdot \text{tg}\varphi}{2}}{\frac{\pi r_{\text{BH}}^2}{2} + 2r_{\text{BH}}h_{\text{BH}}}. \quad (47)$$

Значения величин d_{Γ} , r_{BH} и h_{BH} не известны, но могут быть найдены через данные таблицы 14:

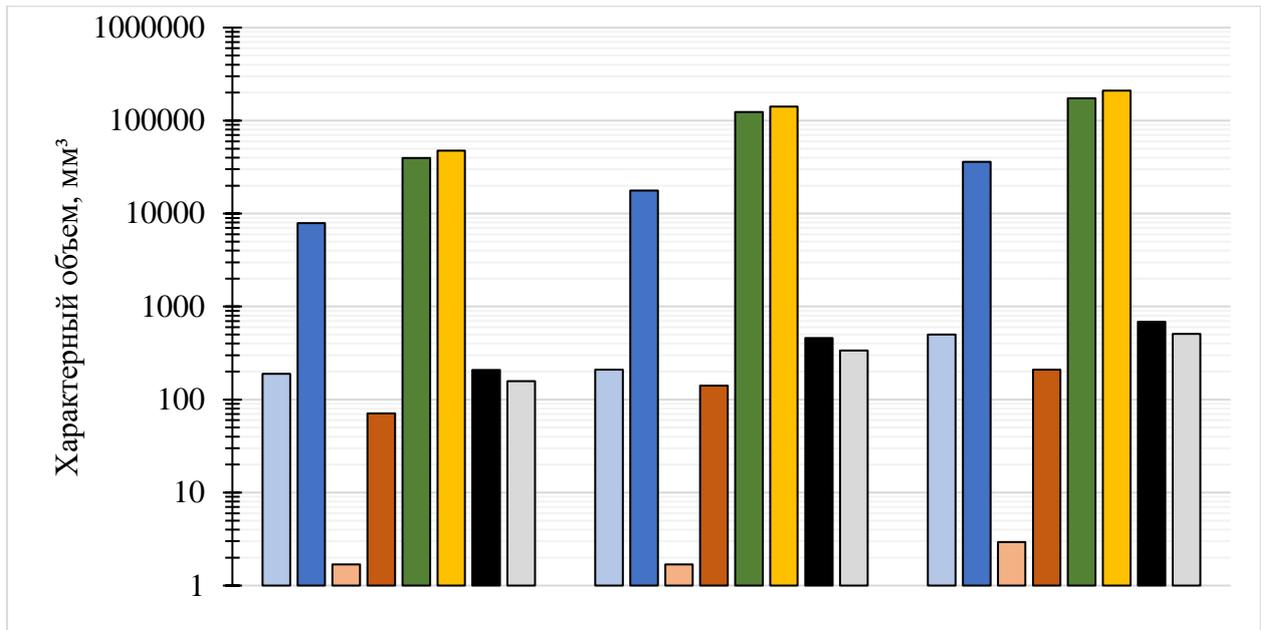
$$\begin{aligned} d_r &= d - 2r_1 = 38 \text{ (мм)}, \\ d_h &= d - r_1 - h + r = 35,9 \text{ (мм)}, \\ r_{\text{BH}} &= r_1 - 2S = 0,8 \text{ (мм)}, \\ h_{\text{BH}} &= h - r_1 - r = 2,1 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Результаты вычислений объемов сиффона сведены в таблице 17.

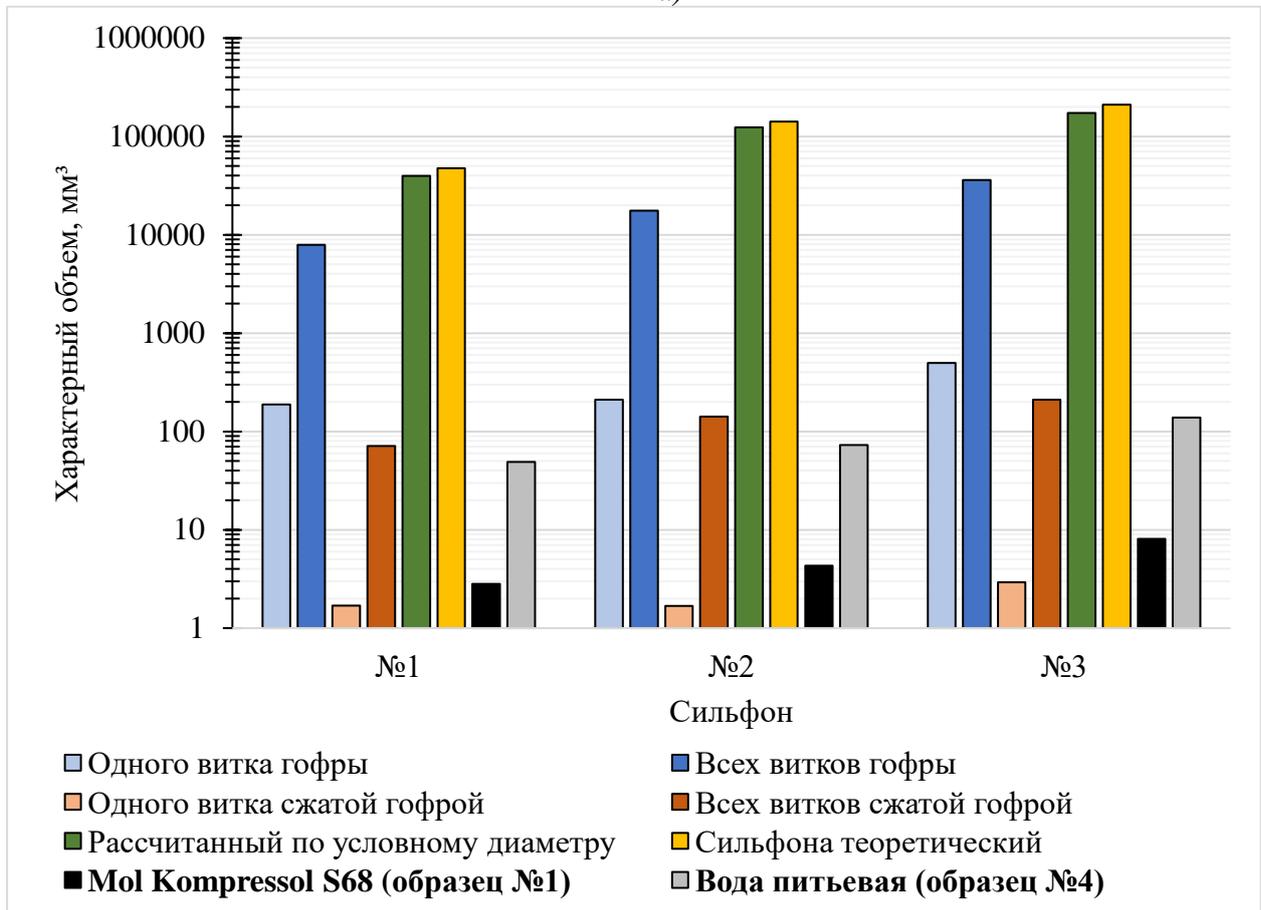
Таблица 17 – Характерные объемы гофры сиффонов и начальные объемы воздуха

Характерные объемы		Обозн.	Значение для сиффона, мм ³		
			№1	№2	№3
Одного витка гофры		W_{Γ}	189	210	499
Всех витков гофры		$W_{\Sigma\Gamma}$	7931	17640	35926
Одного витка сжатой гофры		W_{φ}	2	2	3
Всех витков сжатой гофры		$W_{\Sigma\varphi}$	71	142	211
Рассчитанный по условному диаметру		W_{dy}	39584	123700	173718
Сиффона теоретический		$W_{\text{ст}}$	47515	141340	209643
Начальный объем (1)	Mol Kompressol S68 (образец №1)	W_{H}	209	460	689
	Вода питьевая (образец №4)		158	337	510
Начальный объем (10)	Mol Kompressol S68 (образец №1)		3	4	8
	Вода питьевая (образец №4)		49	73	138

Графическое соотношение теоретических начальных объемов воздуха W_{H} , вычисленных для 1-ой и 10-й диаграмм разрушения компрессорного масла Mol Kompressol S68 (образец №1) и питьевой воды (образец №4), приведено на рисунке 29.



а)



б)

Рисунок 29 – Графическое сопоставление теоретических начальных объемов W_H компрессионного масла Mol Kompresol S68 (образец №1) и питьевой воды (образец №4) с характерными объемами сифонов: а – 1-ая диаграмма разрушения, б – 10-я диаграмма разрушения

Сравнивая объемы, можно сделать заключение о том, что при первом заполнении рабочей камеры значение начальных объемов запертого воздуха W_H во всех случаях наиболее близки к суммарному объему всех витков при поджатой гофре сильфона $W_{\Sigma\phi}$ (рисунок 29, б) или к объему одного витка распрямленной гофры W_T (рисунок 29, а). Это означает, что выход воздуха из гофрированной части сильфонов даже при их наполнении жидкостью со дна крайне затруднителен, и предположение о наличии запертого воздуха в объеме подтверждено.

Важно отметить, что доля запертого объема W_H по отношению к объему сильфона $W_{ст}$ составляет от 0,24% до 0,44%, и ее вполне достаточно, чтобы полностью исказить результаты измерения показателей прочности. Этот же факт не позволяет применять при определении давления разрыва p_p его прямое подобие условному пределу прочности $\sigma_{0,2}$, т.к. 0,2% относительного увеличения объема свидетельствуют о процессе растяжения воздуха, а не проявлении жидкостью прочностных свойств.

Последовательное повторение эксперимента приводит систему «рабочая камера – жидкость» к состоянию, когда запертый объем воздуха становится исчезающе мал. В соответствии с накопленными экспериментальными данными, для получения достоверных результатов и высокой воспроизводимости экспериментов доля запертого воздуха W_H по отношению к объему сильфона $W_{ст}$ не должна превышать 0,01%. Если рассматривать подобие с разрушением хрупкого твердого тела, то давлению разрыва p_p должен соответствовать условный предел прочности с индексом 0,01: $\sigma_{0,01}$.

§ 3.3. Воспроизводимость и точность способа

Перед введением испытательного стенда в эксплуатацию проверена точность (прецизионность) по критерию Манделя и воспроизводимость по критерию Кохрена [43]. Результаты измерений показателей прочности приведены в таблице

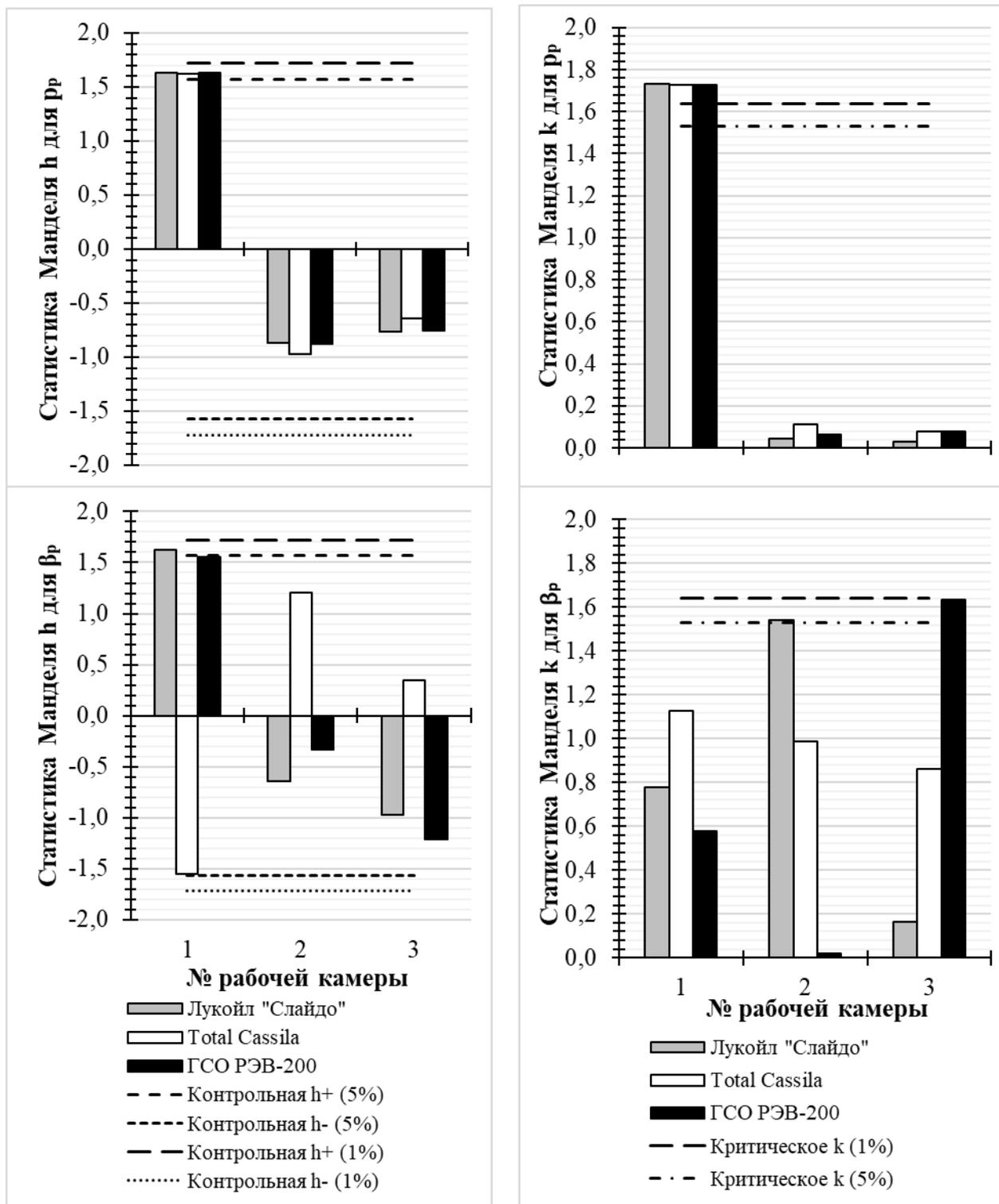
(форма А [43]). Базовый элемент (ячейка) эксперимента состоит из $p = 3$ типоразмеров сильфонных рабочих камер для $q = 3$ жидкостей. Для каждого сочетания pq проведено $n = 5$ измерений давления разрыва p_p и модуля растяжения β_p .

Таблица 18 – Результаты измерений при проверке воспроизводимости и точности

Рабочая камера p_i	Кол-во Измерений n	Давление разрыва p_p , кПа, на уровне q_j			Модуль растяжения β_p , МПа, на уровне q_j		
		$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
		Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200
$i = 1$	1	54,2	54,3	71,2	62,33	60,45	81,92
	2	48,6	49,1	78,4	55,89	54,70	96,60
	3	55,2	52,0	79,6	63,43	12,74	92,58
	4	57,2	59,9	85,1	65,76	13,56	97,89
	5	72,3	61,2	72,1	83,15	4,76	87,14
$i = 2$	1	42,1	47,6	58,5	56,19	64,17	67,28
	2	42,6	48,4	58,9	48,94	58,19	67,74
	3	42,4	48,1	58,7	48,78	60,14	67,45
	4	42,7	47,8	59,0	19,84	69,29	67,85
	5	42,6	48,2	58,9	76,13	12,54	67,74
$i = 3$	1	43,1	49,2	59,6	49,54	10,11	62,33
	2	43,3	49,1	60,1	44,48	49,06	55,89
	3	43,0	48,7	59,4	47,23	56,01	25,00
	4	42,9	48,7	59,6	47,25	56,01	65,76
	5	43,2	49,0	59,8	49,68	56,35	74,13

Результаты расчетов критериев представлены графически на рисунках 30 (см. также приложение Д) и 31.

Графическое представление результатов расчета статистик Манделя h и k приведено на рисунке 30. Здесь же нанесены допустимые границы статистик для 1%-го и 5%-го уровней значимости в соответствии с количеством типоразмеров камер $p = 3$ и количества измерений для каждой из них $n = 5$ (приложение В [43]).



а)

б)

Рисунок 30 – Оценка точности эксперимента: а – статистика Манделя h для давления разрыва и модуля растяжения; б – статистика манделя k для давления разрыва и модуля растяжения

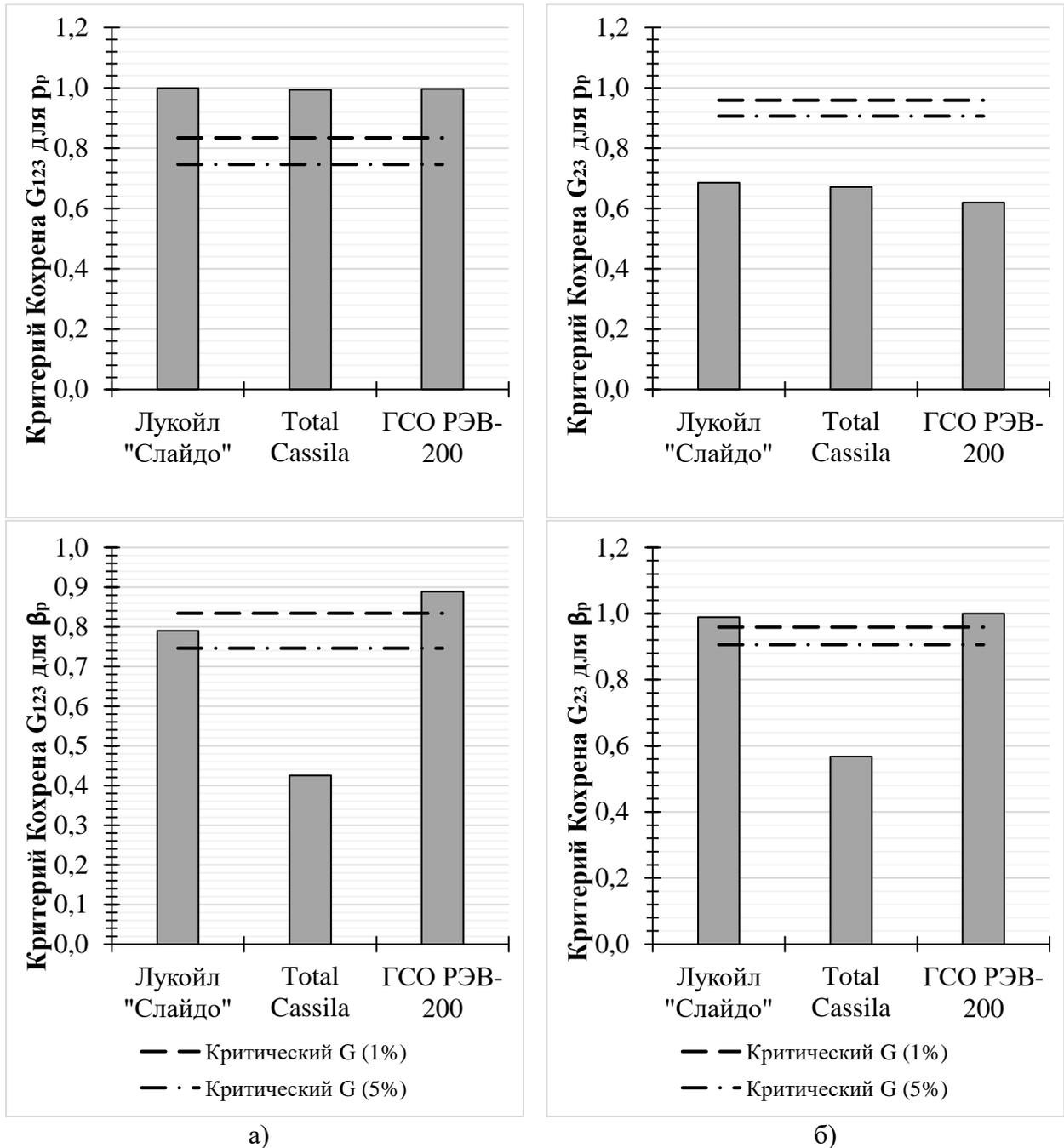


Рисунок 31 – Оценка воспроизводимости эксперимента: а – критерий Кохрена по трем камерам G_{123} для давления разрыва и модуля растяжения; б – критерий Кохрена по второй и третьей камере G_{23} для давления разрыва и модуля растяжения

Оценка точности по статистикам Манделя (см. рисунок 30) показала:

- а) для рабочей камеры №1 требования точности не выполнены, значения давления разрыва и модуля растяжения являются выбросами или квази-выбросами, т.к. в большинстве случаев критерии h и k лежат между 1%-

м и 5%-м уровнем значимости или далее 5%-го уровня, и не могут быть признаны корректными;

- б) для рабочих камер №2 и 3 значения давления разрыва p_p корректны, критерии h и k не достигают 1%-го уровня значимости;
- в) для рабочих камер №2 и 3 значения модуля растяжения β_p не корректны, критерии h и k периодически достигают 1%-го и 5%-го уровня значимости.

Оценка воспроизводимости по критерию Кохрена G была проверена для всех 3-х рабочих камер (G_{123} , см. рисунок 31, а) и отдельно для 2-ой и 3-ей (G_{23} , см. рисунок 31, б). Из представленных графиков видно, что воспроизводимостью обладает только давление разрыва p_p , измеряемое с помощью 2-ой и 3-ей камер.

Выпадение результатов по рабочей камере №1 объясняется ее малым объемом и длиной по сравнению с сильфонами камер №2 и 3, ввиду чего вклад объема запертого воздуха оказывается большим. Также геометрические размеры сильфона №1 наименьшие, что может препятствовать его нормальному заполнению.

Как уже отмечалось выше, низкая воспроизводимость и точность по модулю растяжения β_p была ожидаема, т.к. диаграмма разрушения имеет нелинейный характер и не может характеризоваться некоторым средним углом наклона.

§ 3.4. Сопоставление давления разрыва предшествующими результатами

На рисунке 32 обобщены результаты измерений давления разрыва для разных групп масел, полученные как предшествующими авторами, так и при выполнении данной работы. Очевидно, что полученные значения для авиационных, моторных и промышленных масел попадают в диапазоны экспериментальных данных других авторов, что дополнительно свидетельствует о достаточно хорошей воспроизводимости сильфонного способа. Для компрессорных масел, дизельного топлива и воды данные по давлению разрыва, полученного сильфонным способом, в предшествующих работах отсутствуют.

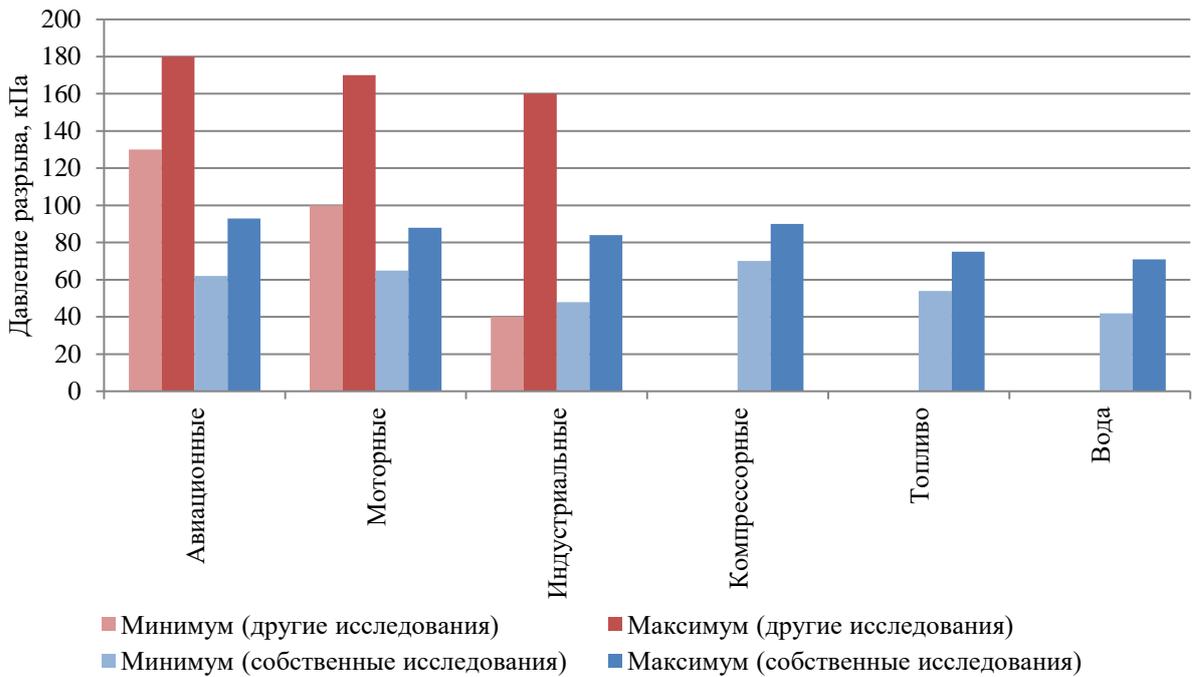


Рисунок 32 – Сопоставление минимальных и максимальных значений давления разрыва в собственных исследованиях и по данным других авторов (сильфонный метод)

Выводы по третьей главе

1. Воздух в рабочей камере, запертый при ее заполнении, является главным фактором достоверности испытаний. Его наличие не позволяет применять гипотезу о подобии разрушения жидкости и твердого хрупкого тела.

2. Применение к полю диаграмм разрушения уравнения регрессии теоретически рассчитанного начального объема запертого воздуха W_n позволяет определить, начиная с какой диаграммы следует считать этот объем исчезающе малым и проводить достоверный расчет давления разрыва p_p . Исходящее малым объемом воздуха следует считать не более 0,01% от объема рабочей камеры.

3. Осуществлена проверка предложенного способа на воспроизводимость по критерию Кохрена и на точность по критерию Мандела. Условия воспроизводимости и точности для давления разрыва p_p соблюдены. Для модуля растяжения β_p они ожидаемо оказались низкими.

4. Полученные результаты измерения давления разрыва лежат в диапазоне 60 – 90 кПа, соответствующем диапазонам данных других исследователей.

Глава 4. Анализ взаимосвязей давления разрыва

В главе приведено сопоставление давления разрыва со свойствами жидкостей, а также рассмотрена постановка испытаний и произведено сопоставление давления разрыва и главного стандартного показателя энергоэффективности – удельной мощности. В качестве испытываемой машины использована серийно выпускаемая ООО «Челябинский компрессорный завод» винтовая маслозаполненная компрессорная установка типоразмера ДЭН-7,5Ш.

§ 4.1. Сопоставление давления разрыва и свойств жидкостей

В сопоставлении применены результаты испытаний 116 образцов различных жидкостей, предварительно прошедших измерения физических свойств в лаборатории ООО «УЦИС Экопромбезопасность». Поиск взаимосвязи между давлением разрыва и отдельно взятым свойством жидкости (приложение В) путем аппроксимации значений с помощью линейной, квадратичной, логарифмической и степенной зависимости показал:

1. Максимально высокий коэффициент достоверности $R^2 = 0,5377$ был получен при квадратичной аппроксимации температуры вспышки, однако его значение мало для каких-либо заключений о взаимосвязи этих двух параметров.

2. Сравнительно высокие коэффициенты достоверности $R^2 = 0,3364$, $R^2 = 0,2880$ и $R^2 = 0,2980$ наблюдаются при квадратичной, логарифмической и степенной аппроксимациях вязкости, определенной при 40 °С.

3. Подавляющее большинство аппроксимаций имеют коэффициент достоверности $R^2 \leq 0,2$, что свидетельствует об отсутствии прямых зависимостей между давлением разрыва и свойствами жидкостей, что может объясняться комплексным влиянием свойств жидкости на объемную прочность, при котором вклад каждого отдельно взятого свойства, как уже отмечалось, не известен.

Одним из путей дальнейшего поиска зависимостей может служить разделение жидкостей на группы, как это было сделано при сравнении давления разрыва

со значениями других исследователей (см. рисунок 32), и значительное расширение количества испытываемых образцов жидкостей в каждой из групп.

§ 4.2. Определение удельной мощности

В соответствие с [38], компрессоры характеризуются рядом показателей качества. Основные показатели разделены на 5 групп. Удельная мощность $N_{уд}$ входит во вторую группу «Показатели экономного использования сырья, материалов, топлива, энергии». Для ее определения используются еще 3 показателя, включенных в [38]:

- а) потребляемая мощность на валу компрессора $N_{вк}$ (находится в одной группе с удельной мощностью) определяется либо прямым измерением момента и частоты вращения вала, либо вычислением по электрическим показателям электродвигателя;
- б) конечное давление p_k (группа «Показатели назначения») должно быть для всех сравниваемых машин одинаковым и поддерживаться постоянным;
- в) производительность Q (группа «Показатели назначения») определяется прямым приборным измерением и должна быть приведена к стандартным начальным условиям [31, 33, 34, 36].

Определение удельной мощности $N_{уд}$, кВт/(м³/мин), по 3-м стандартным показателям качества [38] делает ее основным, комплексным показателем энергоэффективности, устанавливающим, сколько мощности затрачивает компрессор на производство 1 м³ воздуха при определенном постоянном конечном давлении p_k . Для вычисления необходимо мощность на валу компрессора $N_{вк}$ отнести к производительности $Q_{ну}$, определяемой в соответствие с [31, 33, 34] при начальных условиях, которые для компрессоров, всасывающих воздух из атмосферы, равны стандартным [36]:

$$N_{уд} = \frac{N_{вк}}{Q_{ну}}. \quad (48)$$

Определение мощности на валу $N_{\text{вк}}$, кВт путем измерения вращающего момента на практике затруднено ввиду того, что валы компрессорных установок закрыты кожухами, центрирующими колоколами и т.д., что значительно затрудняет, а в ряде случаев делает невозможным установку каких-либо приборов и вспомогательных приспособлений. Ввиду этого наиболее широко распространенным способом определения является вычисление мощности по показателям электродвигателя:

$$N_{\text{вк}} = \frac{1,73 \cdot I \cdot U_{L-L} \cdot \eta \cdot \cos \varphi}{1000}, \quad (49)$$

где I – сила тока по электроизмерительному прибору, А;
 U_{L-L} – напряжение линейное по электроизмерительному прибору, В;
 η – коэффициент полезного действия по шильдику двигателя;
 $\cos \varphi$ – коэффициент мощности по электроизмерительному прибору.

Расчет производительности при стандартных начальных условиях $Q_{\text{ну}}$, м³/мин, производится по формуле:

$$Q_{\text{ну}} = \frac{Q_{\phi}}{60} \cdot \frac{p_{\phi}}{t_{\phi}} \cdot \frac{t_{\text{атм}}}{p_{\text{атм}}}, \quad (50)$$

где Q_{ϕ} – фактическая производительность по расходомеру, м³/ч;
 p_{ϕ} – давление абсолютное в точке измерения производительности, МПа;
 t_{ϕ} – температура в точке измерения производительности, К;
 $p_{\text{атм}}$ – давление атмосферное вблизи всасывающего окна компрессора, кПа;
 $t_{\text{атм}}$ – температура воздуха вблизи всасывающего окна компрессора, К.

Для расчета необходимо измерить:

- а) фактическую производительность Q_{ϕ} с помощью расходомера;
- б) абсолютное давление p_{ϕ} в точке измерения производительности с помощью манометра или датчика давления;
- в) температуру в точке измерения производительности с помощью термометра или датчика температуры;
- г) температуру окружающей среды $t_{\text{атм}}$ с помощью термометра или многопараметрического измерителя окружающей среды;

д) давление окружающей среды $p_{\text{атм}}$ с помощью барометра-анероида или многопараметрического измерителя окружающей среды.

Формула (50) исключает влияние условий окружающей среды на производительность, что повышает точность расчетов.

Подстановка (49) и (50) в (48) дает окончательную формулу для определения удельной мощности:

$$N_{\text{уд}} = \frac{103,8 \cdot t_{\phi} \cdot p_{\text{атм}} \cdot I \cdot U \cdot \eta \cdot \cos \varphi}{Q_{\phi} \cdot p_{\phi} \cdot t_{\text{атм}}}. \quad (51)$$

Статистика приемо-сдаточных испытаний компрессорных установок, полученная на участке испытаний ООО «Челябинский компрессорный завод», отражает указанную во введении проблему малой изученности масла как одной из основных деталей компрессора (рисунок 33). Для установок одного типоразмера ДЭН-7,5Ш-ОР удельная мощность зависит от периода изготовления (партии).

Компрессорные установки партий 1 и 3 имеют достаточно стабильную удельную мощность ниже номинальной, установки партии 2 – выше номинальной, установки партии 4 – преимущественно выше номинальной или граничные с ней. Превышение удельной мощностью номинального значения составило от 1,0 до 2,5% у 48% испытанных машин (12 из 25 ед.). При этом производительность при начальных условиях $Q_{\text{нч}}$ и мощность на валу компрессора $N_{\text{вк}}$ у 100% испытанных машин находились в допустимых пределах.

Колебания удельной мощности могут объясняться разным качеством заправляемого масла. Очевидно, существует потенциал повышения энергоэффективности путем исключения превышения удельной мощности над номинальным значением.

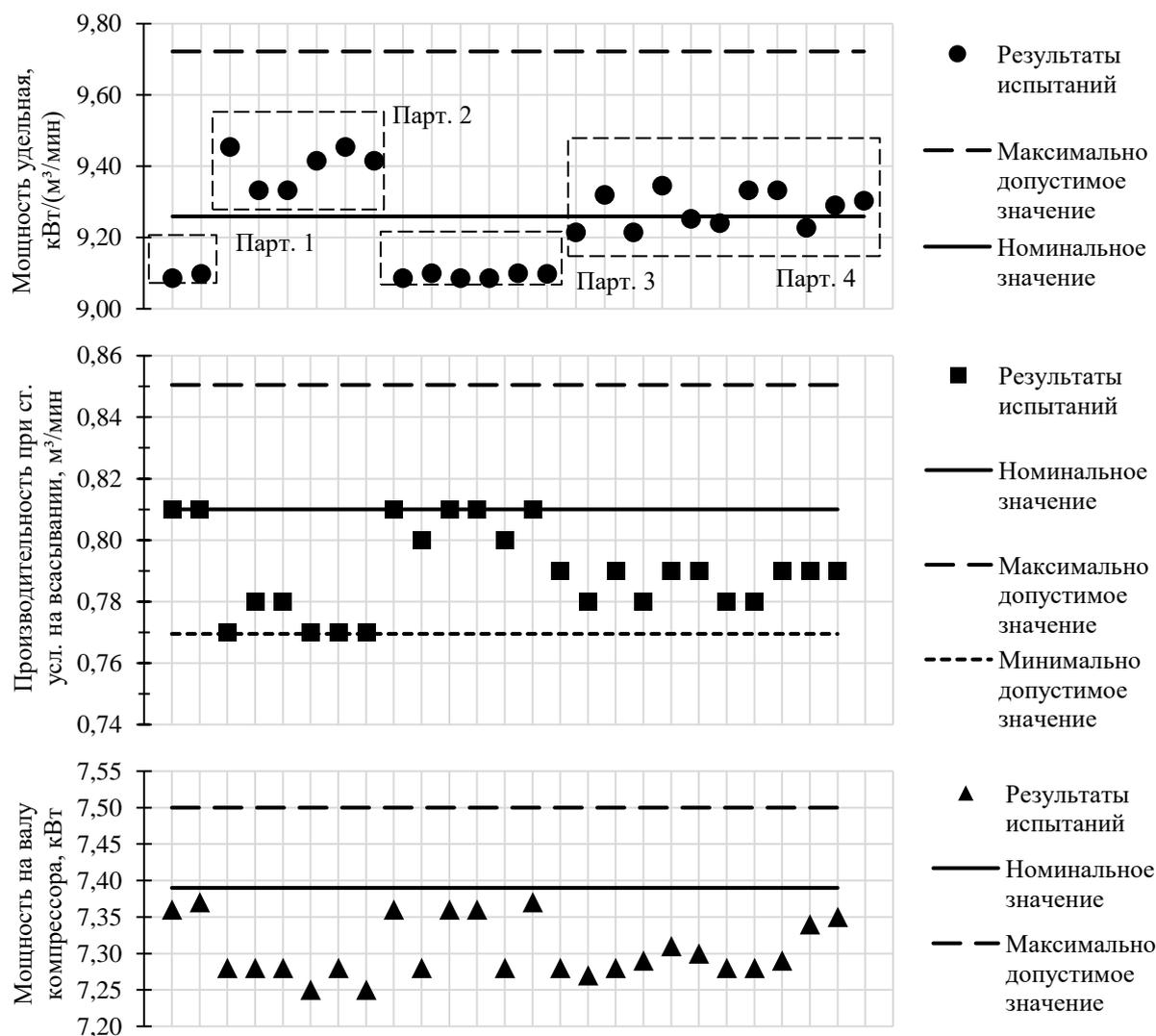


Рисунок 33 – Статистика измерений основных показателей качества компрессорной установки ДЭН-7,5Ш-ОР при прямо-сдаточных испытаниях

§ 4.2. Условия и порядок проведения исследований

Для исследования взаимосвязи показателя прочности (давления разрыва p_p) с показателем энергоэффективности (удельной мощностью $N_{уд}$) применялась компрессорная винтовая маслозаполненная установка ДЭН-7,5Ш-ОР (рисунок 34, таблица 19). Исследования проводились на участке испытаний ООО «ЧКЗ».



Рисунок 34 – Компрессорная установка ДЭН-7,5Ш-ОР

Таблица 19 – Основные параметры компрессорной установки ДЭН-7,5Ш

Параметр	Ед. изм.	Значение (паспорт)
Производительность при стандартных условиях на всасывании	м ³ /мин	0,81 ± 5%
Давление конечное избыточное	МПа	1,0 _{-0,02}
Мощность установленная	кВт	7,5
Мощность на валу номинальная	кВт	7,3
Частота вращения вала	об/мин	2940 ... 2965
Удельная мощность номинальная	кВт	9,26
Объем масла в баке	л	3,5, не менее
Температура точки росы	°С	+7, не более
Остаточное содержание масла	мг/м ³	0,1, не более

Условия и допущения заводских испытаний:

1. Измерение производительности, давления, потребляемой мощности и параметров окружающей среды производится поверенными приборами, входящими в Единый госреестр средств измерений (Приложение В).

2. Условия окружающей среды при испытаниях соответствуют нормальным по ГОСТ 15150-69 (температура 25 ± 10 °С, давление 84,0..106,7 кПа, влажность не более 80%).

3. Используются 2 марки компрессорных масел из 3-х партий. Каждой партии присвоена буква А, Б и В.

4. Используется серийная компрессорная установка, прошедшая приемо-сдаточные испытания и признанная годной к эксплуатации.

5. При смене масла в компрессорной установке допускается остаток не более 5% от первоначально заправленного объема ввиду отсутствия технической возможности для его полного слива.

6. Паспортные параметры по каждой марке масла одинаковы, дополнительно не проверяются (таблица 20).

8. Двигатель компрессорной установки работает в номинальном режиме, при расчете мощности на валу $N_{вк}$ используются паспортные данные коэффициента полезного действия η и коэффициента мощности $\cos \varphi$.

9. Методика снятия показаний – в соответствии с действующей на заводе Программой и методикой приемо-сдаточных и периодических испытаний 9000.00.00.000 ПМ.

Таблица 20 – Параметры исследуемых компрессорных масел

Параметр	Ед. изм.	Паспортное значение	
		Shell Corena AS46	Shell Corena AS68
Вязкость	при 40 °С	46	68
	при 100 °С	7,7	11,2
Плотность (при 15 °С)	кг/м ³	868	848
Температуры вспышки	°С	230	248
Температура застывания		-30	-45

Для учета влияния температурного режима на удельную мощность, измерения проведены при 2-х режимах:

1. При неустановившемся температурном режиме – приборные замеры производятся сразу после пуска компрессорной установки в течение первых 5 мин, выход на установившийся температурный режим не происходит, температура масло-воздушной смеси постепенно растет до 45 ... 50 °С.

2. При установившемся температурном режиме – приборные замеры производятся через 30 мин после пуска компрессорной установки, температура масло-воздушной смеси меняется в пределах 85 ... 90 °С.

Алгоритм измерений состоит из 12 действий:

1. Измерение параметров окружающей среды
 - а) измерение давления окружающей среды $p_{\text{атм}}$, кПа;
 - б) измерение температуры окружающей среды $t_{\text{атм}}$, °С;
 - в) измерение влажности воздуха $s_{\text{атм}}$, %.
2. Измерение давления разрыва p_p , кПа, образца компрессорного масла.
3. Заправка компрессорной установки маслом.
4. Пуск компрессорной установки.
5. Вывод на номинальное конечное давление p_k .
6. Начало измерения продолжительности испытаний.
7. Приборное измерение параметров при неустановившемся режиме:

- а) производительности Q_{ϕ} , м³/мин;
 - б) давления в точке измерения производительности p_{ϕ} , МПа;
 - в) температуры в точке измерения производительности t_{ϕ} , °С;
 - г) силы тока I , А;
 - д) линейного напряжения U_{L-L} , В;
 - е) коэффициента мощности $\cos \varphi$;
 - ж) частоты вращения вала компрессора n , об/мин;
 - з) температуры масловоздушной смеси $t_{\text{МВС}}$, °С;
8. Ожидание 30 мин с момента начала измерения продолжительности испытаний.
 9. Проверка конечного номинального давления p_K , регулирование (при необходимости).
 10. Повторение действий п. 7 для установившегося режима.
 11. Остановка компрессорной установки.
 12. Ожидание охлаждения компрессорного масла (как правило, в течение ночного времени).
 13. Повтор испытаний на следующий день с п. 4 (еще 2 раза).
 14. Смена компрессорного масла.

При проведении исследований компрессорная установка КУ подключается к испытательному стенду, принципиальная схема которого приведена на рисунке 35.

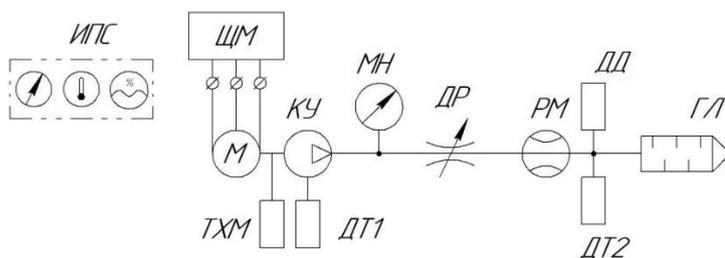


Рисунок 35 – Схема испытаний и измерений компрессорной установки

Конечное давление настраивается дросселем ДР и отслеживается по манометру МН. Расходомерная линия состоит из расходомера РМ для измерения фактической производительности Q_{ϕ} , датчика давления ДД для измерения давления в точке измерения производительности p_{ϕ} и датчика температуры ДТ2 для измерения температуры в точке измерения производительности t_{ϕ} . На конце расходомерной линии установлен глушитель ГЛ. Многопараметрический прибор ЩМ измеряет параметры электросети: силу тока I , напряжение U и коэффициент мощности $\cos \varphi$ электродвигателя М. Оптический тахометр ТХМ измеряет частоту вращения вала компрессора $n_{\text{вк}}$. Датчик температуры ДТ1 измеряет температуру масловоздушной смеси $t_{\text{мвс}}$. Вблизи КУ для измерения давления окружающей среды $p_{\text{атм}}$, температуры окружающей среды $t_{\text{атм}}$ и относительной влажности $S_{\text{атм}}$ установлен термогигрометр с функцией измерения давления ИПС.

Результаты испытаний, измерений и вычисленные показатели для всех 6-ти вариантов заправки компрессорного масла приведены в Приложении Г.

§ 4.3. Сопоставление давления разрыва и удельной мощности

Результаты сопоставления давления разрыва с удельной мощностью компрессорной установки ДЭН-7,5Ш-ОР приведены на рисунках 36 и 37.

Анализ построенных зависимостей позволяет заключить:

1. В начале работы компрессорной установки при неустановившемся температурном режиме (масло не разогрето) для обоих масел удельная мощность не имеет взаимосвязи с давлением разрыва: аппроксимирующие прямые практически параллельны оси давления разрыва.

2. После выхода компрессорной установки на установившейся температурный режим (масло разогрето до оптимального диапазона температур) взаимосвязь удельной мощности с давлением разрыва с достаточно высокой точностью аппроксимируется квадратично.

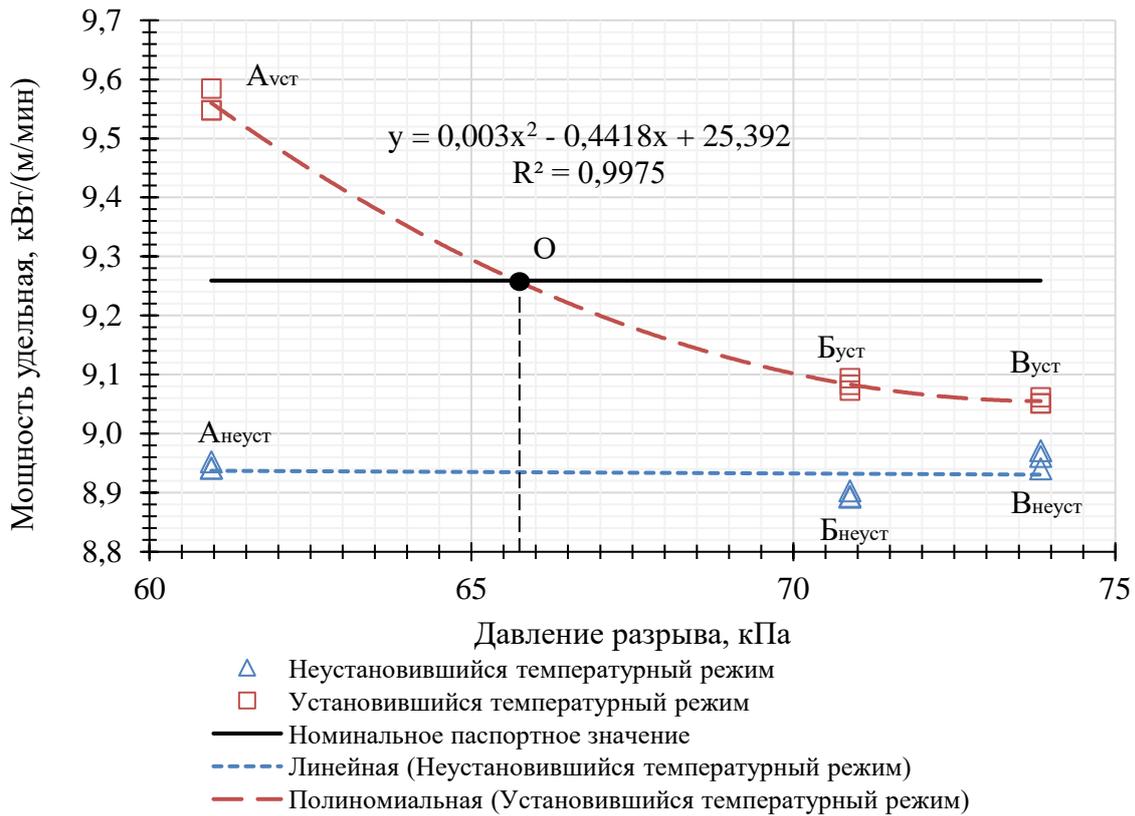


Рисунок 36 – Зависимость удельной мощности от давления разрыва масла Shell Corena AS46: А – масло из первой партии, Б – масло из второй партии; В – масло из третьей партии

3. Взаимосвязь удельной мощности и давления разрыва при установившемся температурном режиме обратно пропорциональна: чем выше давление разрыва (прочность жидкости), тем ниже удельная мощность (выше энергоэффективность компрессорной установки).

4. Пересечение квадратичной аппроксимации с прямой номинального паспортного значения удельной мощности дает точку О (см. рисунки 36 и 37). Перпендикуляр, построенный из т. О к оси абсцисс дает минимально допустимое значение давления разрыва. Так, для масла Shell Corena AS46 оно составило 66,5 кПа, а для Shell Corena AS68 78,5 кПа.

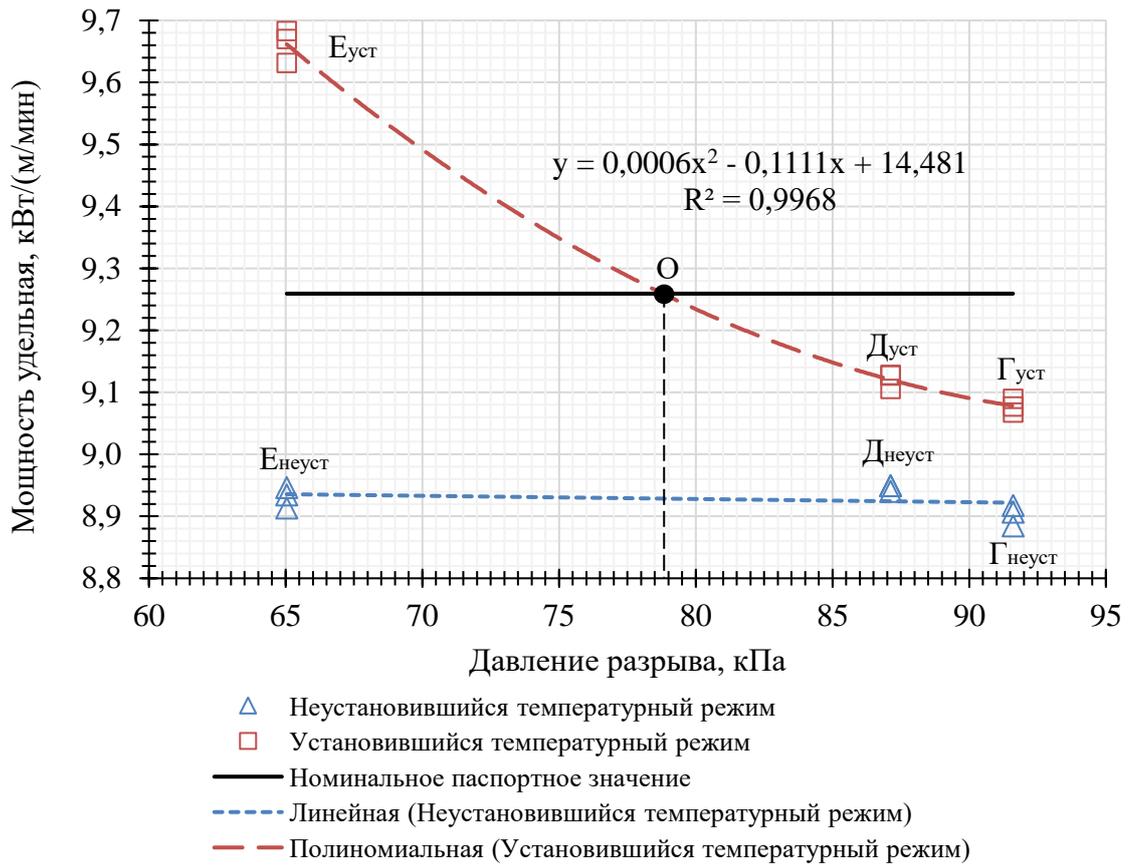


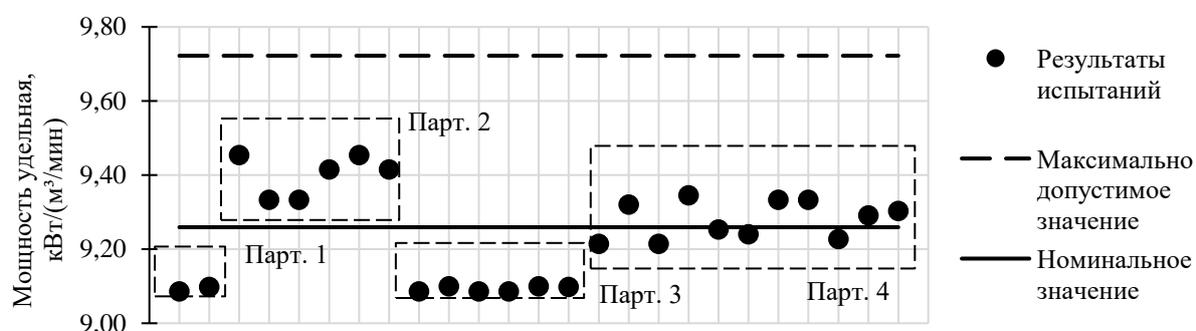
Рисунок 37 – Зависимость удельной мощности от давления разрыва масла Shell Corena AS68: Г – масло из первой партии, Д – масло из второй партии; Е – масло из третьей партии

Сравнение эффекта от внедрения контроля масла по давлению разрыва приведен в таблице 21 и проиллюстрирован на рисунке 38. До внедрения была рассчитана удельная мощность для 5-ти различных партий поставок компрессорной установки ДЭН-7,5Ш. Входному контролю подверглись 4 различные партии. При этом партии были выбраны так, чтобы обеспечивались и разные партии заправленного компрессорного масла. К положительным результатам следует отнести:

1. Снижение доли КУ с превышением удельной мощности на 38,5%.
2. Снижение максимального превышения удельной мощности с 2,5 до 1,0%.
3. Снижение разброса значений удельной мощности (среднеквадратичного отклонения) с $\pm 1,35\%$ до $\pm 0,3\%$.

Таблица 21. Эффект введения диагностики масла по давлению разрыва

Параметр		Ед. изм.	До введения диагностики	После введения диагностики
Кол-во КУ	Испытано всего	-	25	21
	Имеют превышение над номиналом	-	12	2
Доля КУ с превышением над номиналом		%	48	9,5
Максимальное превышение		%	2,5	1,0
Среднеквадратическое отклонение (разброс)		кВт/(м ³ /мин)	±0,124	±0,024
		%	±1,35	±0,3



а)



б)

Рисунок 38 – Удельная мощность компрессорной установки ДЭН-7,5: а – до внедрения входного контроля, б – после внедрения входного контроля

Выводы по четвертой главе:

1. Прямой взаимосвязи давления разрыва с физическими свойствами жидкостей установить не удалось ввиду их сложного комплексного влияния на прочность жидкости.

2. Оценка состояния масла по давлению разрыва при входном контроле качества дало положительный эффект: количество компрессорных установок с превышением удельной мощности снизилось на 38% (см. таблицу 21).

3. Установлено, что взаимосвязь удельной мощности и давления разрыва обратно пропорциональна и с высокой точностью описывается квадратичной аппроксимацией, что позволяет определить минимально допустимое значение давления разрыва (нижний предел прочности), обеспечивающее максимально допустимую удельную мощность, но и максимальное (верхний предел прочности), после которого эффект снижения удельной мощности наблюдаться не будет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Гипотеза о подобии процесса объемного разрушения жидкости в герметичной камере на основе сиффона и разрушения хрупкого твердого тела подтверждена. Для жидкостей могут быть применены

- а) модуль растяжения β_p – аналогично модулю упругости E ,
- б) давление разрыва p_p – аналогично условному пределу прочности $\sigma_{0,2}$.

2. Предложенный способ определения прочности жидкости по давлению разрыва p_p с помощью диаграмм разрушения, а не визуальным наблюдением всплытия пузырьков, является воспроизводимым, достоверным и точным в соответствие с проверкой по критериям Кохрена G и Манделя h и k :

$$G_{\text{э}} < G_{\text{к}}$$

$$G_{\text{э}} = 0,2784 \text{ (экспериментальный)} < G_{\text{к}} = 0,3310 \text{ (контрольный)}$$

$$h_{\text{э}} \leq h_{\text{к}}, k_{\text{э}} \leq k_{\text{к}}$$

$$h_{\text{э}} = -0,976 \text{ (экспериментальный)} < h_{\text{к}} = \pm 1,57 \text{ (контрольный)}$$

$$k_{\text{э}} = 0,113 \text{ (экспериментальный)} < k_{\text{к}} = 1,53 \text{ (контрольный)}$$

Модуль растяжения β_p показал низкие результаты и на данном этапе исследований не может применяться в качестве показателя прочности. Это объясняется нелинейностью диаграммы разрушения, что делает применение показателя, характеризующего угол наклона, затруднительным.

3. Выявлен важнейший фактор достоверности – запертый объем воздуха. Разработана методика по его устранению на основе расчета его теоретического начального объема $W_{\text{н}}$. Показано, что содержание внутри исследуемого объема порядка $W_{\text{н}} = 0,2 \dots 0,3\%$ значительно искажает результаты измерений.

4. Установлено, что прямая взаимосвязь давления разрыва наблюдается с поверхностным натяжением, выраженным в количестве капель стагамометра. Она с высокой степенью достоверности $R^2 = 0,823$ описывается линейной аппроксимацией.

5. Взаимосвязь энергоэффективности машины (удельной мощности $N_{уд}$) и прочности масла (давления разрыва p_p) для компрессорных установок имеет нелинейный характер, описывается квадратичной аппроксимацией с высокой степенью достоверности $R^2 = 0,9968 - 0,9975$.

6. Разработанный сильфонный способ измерения прочности масла по давлению разрыва максимально близко соответствует видам воздействий, разрушающих масло в компрессорной установке. Способ обладает рядом преимуществ:

- а) позволяет определять давление разрыва только по диаграмме разрушения, исключив визуальное наблюдение момента разрыва и ручные вычисления;
- б) заменяет лабораторные исследования образцов масел, снизив продолжительность с нескольких рабочих дней до 15...20 мин, обеспечив тем самым входной экспресс-контроль масел и их своевременную выбраковку;
- в) позволяет определять давление разрыва для слабо прозрачных и непрозрачных жидкостей, в т.ч. остаточный ресурс отработанных жидкостей по давлению разрыва;
- г) позволяет исследовать процесс упрочнения жидкости при многократном повторении эксперимента с одним и тем же образцом.

7. Внедрение способа диагностики прочности масла по давлению разрыва в качестве контрольного экспресс-метода на ООО «Челябинский компрессорный завод» позволило сократить количество установок с превышением удельной мощности над номинальным значением с 48% до 9,5%.

8. Определены значения давления разрыва для 116 образцов масел.

- а) Авиационные: 62 – 80 кПа (12 образцов)
- б) Моторные: 52 – 86 кПа (54 образца)
- в) Компрессорные и промышленные: 48 – 81 кПа (42 образца)
- г) Топливо дизельное: 42 – 53 кПа (5 образцов)
- д) Вода: 29 – 69 кПа (3 образца)

Способ может быть распространен с целью контроля состояния масел и рабочих жидкостей для широкого спектра машин, механизмов и узлов трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акустическая кавитация [Электронный ресурс] // Исследователь: научно-популярный журнал. – Режим доступа: <http://ligis.ru/>.
2. Бажанов, В.И. Компьютерное моделирование возникновения газовой кавитации [Электронный ресурс]. // В.И. Бажанов, М.В. Марченков, А.В. Рябухин – Режим доступа: http://www.informatika.mgosgi.ru/files/conf2012/5-6/Bazhanov_Ryabyhin_Marchenkov.pdf.
3. Барышев, В.И. Влияние качества рабочей жидкости на облитерацию каналов плунжеров АПГМ / В.И. Барышев, В.В. Панов, К.К. Лайко // Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2012. – С 26 – 29.
4. Барышев, В.И. Диагностика масла по прочности при статической кавитации / В.И. Барышев, К.К. Лайко // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – №12. С. 37 – 41.
5. Барышев, В.И. Исследование прочности рабочих жидкостей / В.И. Барышев, К.К. Лайко // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. – М.: Издательский дом МЭИ. – 2010. – С. 139–142.
6. Барышев, В.И. Критерии прочности рабочих жидкостей / В.И. Барышев, К.К. Лайко // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2013. – №35. С. 64–82.
7. Барышев, В.И. Надежность и диагностика гидропривода. Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 154 с.
8. Барышев, В.И. Основы экспериментального определения прочности рабочих жидкостей / В.И. Барышев, К.К. Лайко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – Том 13, №2. – С. 105–112.
9. Барышев, В.И. Повышение эффективности контроля чистоты рабочих жидкостей и масел / В.И. Барышев, К.Н. Гоглачева, К.З. Ибрагимова, К.К. Лайко // Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2012. – С. 22–25.

10. Барышев, В.И. Проблемы экспериментального измерения прочности рабочих жидкостей гидроприводов / В.И. Барышев, К.К. Лайко // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН. – 2012. – Т. 14, № 1(2). – С. 332–334.
11. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев. – М.: Машиностроение, 1982.
12. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машгиз, 1963.
13. Башта, Т.М. Объемные гидравлические приводы: учебник для вузов / Т.М. Башта, И.З. Зайченко. – М.: Машиностроение, 1968.
14. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974.
15. Белкин, В.С. Наносекундные электромагнитные импульсы и их применение / В.С. Белкин, В.А. Бухарин, В.К. Дубровин; под ред. В.В. Крымского. – Челябинск, 2001. – 110 с.
16. Белозеров, И.В. Движение кавитационных каверн в гидродинамических полях: автореферат дис. ... канд. физ.-мат. наук / И.В. Белозеров. – Самара, 2001. – 18 с.
17. Библиотека в дружбе с природой [Электронный ресурс]. – <http://riend-nature.ru/>.
18. Биркгоф, Г. Струи следы и каверны / Г. Биркгоф, Э. Сарантонелло; пер. с англ. В.П. Вахомчика, М.М. Литвинова; под ред. Г.Ю. Степанова. – М.: Мир, 1964.
19. Блейхер, И.Г. Компрессорные станции / И.Г. Блейхер, В.П. Лисеев. – М.: Машгиз.
20. Брук, Б.М. Аппроксимация функций методом наименьших квадратов [Электронный ресурс] / Б.М. Брук // База рефератов и курсовых работ. – 2000. – Режим доступа: <http://vreferat.com/53/1262-1-kursovaaya-rabota-approksimaciya-funkciiy.html>.

21. Буланов, В.В. Источники загрязнений рабочей жидкости / В.В. Буланов // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2010. – №1(3). – С. 18–19.
22. Васильченко, В.А. Диагностика технического состояния гидропривода мобильных машин / В.А. Васильченко, В.О. Соболев // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2009. – №1. – С. 17–19.
23. Виноградов, В.Е. Исследование вскипания перегретых и растянутых жидкостей [Электронный ресурс] / В.Е. Виноградов // Электронный архив УрФУ. – Режим доступа: <http://elar.usu.ru/bitstream/1234.56789/942/urgu0423s.pdf>.
24. Гегузин, Я.Е. Пузыри / Я.Е. Гегузин. – М.: Наука, 1985. – 180 с.
25. Геленов, А.А. Система функциональной оценки условий эксплуатации и технического состояния двигателей по параметрам моторного масла: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Геленов. – Ашхабад, 1985. – 207 с.
26. ГОСТ 10028-81. Вискозиметры стеклянные капиллярные. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2005.
27. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. – М.: Стандартиформ, 2010.
28. ГОСТ 1756–2000 (ИСО 3007–99). Нефтепродукты. Определение давления насыщенных паров. – М.: Стандартиформ, 2005.
29. ГОСТ 1861–73. Масла компрессорные. Технические условия. – М.: ИПК «Издательство стандартов», 2003.
30. ГОСТ 1929–87. Нефтепродукты. Метод определения динамической вязкости на ротационном вискозиметре. – М.: Изд-во стандартов, 1987.
31. ГОСТ 20073–81. Компрессоры воздушные поршневые стационарные общего назначения. Правила приемки и методы испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1986.
32. ГОСТ 2477-65 Нефть и нефтепродукты. Метод определения содержания воды. – М.: Стандартиформ, 2008.

33. ГОСТ 28563–90. Станции компрессорные передвижные общего назначения. Приемка и методы испытаний. – Москва: Стандартинформ, 2005.
34. ГОСТ 28567-90. Компрессоры. Термины и определения. – М: Стандартинформ, 2005.
35. ГОСТ 28781–90. Нефть и нефтепродукты. Метод определения давления насыщенных паров на аппарате с механическим диспергированием. – М.: Стандартинформ, 2005. – 10 с.
36. ГОСТ 2939-63. Газы. Условия для определения объема. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 3 с.
37. ГОСТ 33–2000 (ИСО 3104–94). Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости. – М.: Стандартинформ, 2006.
38. ГОСТ 4.119-84. Система показателей качества продукции. Компрессоры (воздушные и газовые приводные) и установки холодильные холодопроизводительностью свыше 2,9 кВт (2500 ккал/ч). Номенклатура основных показателей. – М.: ИПК «Издательство стандартов», 1996.
39. ГОСТ 5985–79. Нефтепродукты. Методы анализа. Часть 2. – М.: Стандартинформ, 2006.
40. ГОСТ 6356-75. Нефтепродукты. Метод определения температуры вспышки в закрытом тигле. – М.: Стандартинформ, 1990.
41. ГОСТ 6370–83. Нефть, нефтепродукты и присадки. Метод определения механических примесей. – М.: Стандартинформ, 2007.
42. ГОСТ 7822–75. Масла нефтяные. Метод определения растворенной воды. – М.: Стандартинформ, 2005.
43. ГОСТ Р ИСО 5725-2-2002. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. Часть 2. Основной метод определения повторяемости и воспроизводимости стандартного метода измерений. – М.: Стандартинформ, 2009.

44. Гримитлин, А.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебное пособие / А.М. Гримитлин, О.П. Иванов, В.А. Пухкал. – СПб: Издательство «АВОК Северо-запад», 2006 г.
45. Гриценко, А.В. Диагностирование подшипников кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали: автореферат дис. ... канд. техн. наук / А.В. Гриценко. – Челябинск, 2009. – 23 с.
46. Гуревич, М.И. Теория струй идеальной жидкости / М.И. Гуревич. – М.: Наука, 1979. – 538 с.
47. Гурьев, В.П. Гидравлические объемные передачи / В.П. Гурьев, В.И. Погорелов. – М.: Машгиз, 1964. – 344 с.
48. Дарков, А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Н.М. Митропольский, Г.С. Шпиро. – М.: Высшая школа, 1959. – 742 с.
49. Дурнов, П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебное пособие / П.И. Дурнов. – Киев – Одесса: головное издательство издательского центра «Вища школа», 1985. – 265 с.
50. Еремеев, С.В. Разработка информационно-измерительной системы количественного учета газонасыщенных жидкостей на потоке: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С.В. Еремеев. – М., 1988. – 21 с.
51. Еремьянц, В.Э. К методике экспериментальных исследований влияния давления жидкости на ее объемный модуль упругости / В.Э. Еремьянц, Б.С. Султаналиев // Машиноведение. – 2019. – № 1 (9) – С. 82 – 90.
52. Ефремова, К.Д. Кавитационные свойства жидкостей / К.Д. Ефремова, В.Н. Пильгунов // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2016. – № 3. – С. 12 – 36.
53. Исаков, А.Я. О кавитационной прочности технических жидкостей / А.Я. Исаков, А.А. Исаков // Вестник Камчатского государственного технического университета. – 2008. – №7. С. 17–30.
54. Каким должно быть компрессорное масло? // Гидравлика, пневматика приводы. – 2009. – №1. – С. 34.

55. Карпунин, М.Г. Жизненный цикл и эффективность машин / М.Г. Карпунин, Я.Г. Любинецкий, Б.И. Майданчик. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
56. Киреев, В.Н. Разработка методов расчета динамических параметров конструкций, содержащих полости с жидкостью: автореферат дис. ... канд. техн. наук / В.Н. Киреев. – Харьков, 1991. – 22 с.
57. Коренченко, А.Е. Методология исследований поверхностных и реологических свойств жидкостей на основе компьютерных моделей: автореферат дис. ... д-ра физ.-хим. наук / А.Е. Коренченко. – Челябинск, 2008. – 36 с.
58. Коржаков, А.В. Идентификация и синтез системы акусто-магнитной обработки жидкости: автореферат дис. ... канд. техн. наук / А.В. Коржаков. – Краснодар, 2005. – 26 с.
59. Корнфельд, М. Методы и результаты исследования объемной упругости вещества [Электронный ресурс] / М. Корнфельд // Успехи физических наук. – http://www.ebiblioteka.lt/resursai/Uzsienio%20leidiniai/Uspechi_Fiz_Nauk/1954/10/ufn54_10_04.pdf.
60. Корнфельд, М. Упругость и прочность жидкостей / М. Корнфельд. – М., Л.: Гостехтеоретиздат, 1957. – 110 с.
61. Костыркин, М.И. Основы сопротивления материалов / М.И. Костыркин, Л.М. Величко. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
62. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
63. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
64. Криволицкий, А.С. Повышение эффективности работы тепловых сетей за счет кавитационной обработки воды: автореферат дис. ... канд. техн. наук / А.С. Криволицкий. – Красноярск, 2007. – 22 с.
65. Кувшинов, Г.И. Акустическая кавитация у твердых поверхностей / Г.И. Кувшинов, П.П. Прохоренко; под ред. В.К. Кедринского. – Мн: Навука і тэхніка, 1990. – 112 с.

66. Кувшинов, О.М. Современный способ деаэрации жидкости [Электронный ресурс] / О.М. Кувшинов // Специализированный портал строительной ковки – Режим доступа: <http://www.elitcovka.ru/traid/ustulud/index.shtml>.

67. Кугнин, А.Ю. Кинетическая модель откола в простых жидкостях [Электронный ресурс] / А.Ю. Кугнин, Г.Э. Норман, В.В. Писарев. – Режим доступа: <http://chemphys.edu.ru/media/files/2010-01-12-014.pdf>.

68. Кумзерова, Е.Ю. Численное исследование образования и эволюции пузырей пара в условиях падения давления жидкости: автореферат дис. ... канд. физ.-мат. наук / Е.Ю. Кумзерова. – СПб., 2004. – 15 с.

69. Лайко, К.К. Влияние упрочнения на характеристику объемного растяжения жидкости / К.К. Лайко // Наука ЮУрГУ. Материалы 66-й научной конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2014. – С. 195 – 199.

70. Лайко, К.К. Исследование прочности рабочих жидкостей / К.К. Лайко // Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2011. – С. 13.

71. Лайко, К.К. Исследование прочности рабочих жидкостей / К.К. Лайко // Сборник трудов Международной научно-технической конференции молодых ученых «Динамика и виброакустика машин». – Самара: Издательство СГАУ. – 2012. – С. 102–104.

72. Лайко К.К. Запертый объем воздуха как фактор достоверности при определении объемной прочности жидкости / К.К. Лайко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2021. – Т. 21, №4. – С. 26 – 36.

73. Лайко, К.К. Контроль качества рабочих жидкостей по их объемной прочности / К.К. Лайко // Наука ЮУрГУ. Материалы 66-й научной конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2014. – С. 200 – 204.

74. Лайко, К.К. Параметры прочности рабочих жидкостей. Давление разрыва / К.К. Лайко // Сборник докладов XV Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2011 г. – С. 89–92.

75. Лайтхилл, Дж. Волны в жидкости / Дж. Лайтхилл. – М.: Наука, 1980. – 600 с.
76. Малышев, В.Л. Влияние газа на прочность жидкости на разрыв. Моделирование методами молекулярной динамики // В.Л. Малышев, Д.Ф. Марьин, Е.Ф. Моисеева, Н.А. Гумеров // Теплофизика высоких температур. – 2016. – Т. 54. – № 4. – С. 640 – 644.
77. Митрофанов, В.В., Герасимов В.М. Вода в магнитном поле [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://metodolog.ru/00665/00665.html>.
78. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
79. Непомнящий, В.А. Возникновение и развитие кавитации в гидравлических системах. Объемная прочность жидкости и ядро кавитации [Электронный ресурс] В.А. Непомнящий // Научная электронная библиотека. – Режим доступа: <http://elibrary.ru/item.asp?id=13043348.pdf>.
80. Носов, Ю.А. Некоторые вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем / Ю.А. Носов, Д.Н. Попов, С.Н. Рождественский; под ред. С.Н. Рождественского. – М.: Оборонгиз, 1962.
81. Петелин, А.А. Влияние сезонных условий эксплуатации автомобилей на изменение качества моторного масла: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.А. Петелин. – Тюмень, 2000. – 17 с.
82. Пильгунов, В.Н. Исследование разрывной прочности минерального масла / В.Н. Пильгунов // Наука и образование: электронный научно-технический журнал. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 17 с.
83. Пирсол, И. Кавитация; пер. с англ. Ю.Ф. Журавлева / И. Пирсол. – М.: Мир, 1975. – 98 с.
84. Промтов, М.А. Импульсные технологии для переработки нефти и нефтепродуктов [Электронный ресурс] / М.А. Промтов // Сайт компании «Дева» по технологической обработке жидкостей. – Режим доступа: http://dewa.ru/wp-content/eito18_impulse-techs-for-oil-treatment.pdf.

85. Промтов, М.А. Кавитационная технология улучшения качества углеводородных топлив нефтепродуктов [Электронный ресурс] / М.А. Промтов // Сайт компании «Дева» по технологической обработке жидкостей. – Режим доступа: – <http://dewa.ru/wp-content/cavit-tech-for-improving-oilfuels.pdf>.

86. Промтов, М.А. Кавитация [Электронный ресурс] / М.А. Промтов / Электронная библиотека Тамбовского государственного университета. – Режим доступа: <http://tstu.ru/structure/kafedra/doc/maxp/eit014.doc>.

87. Радзюк, А.Ю. Метод определения динамической прочности жидкости / А.Ю. Радзюк, Е.Б. Истягина // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии. – 2017. – Т. 10. – № 1. – С. 44 – 47.

88. Рождественский, В.В. Кавитация / В.В. Рождественский. – Л.: Судостроение, 1977. – 248 с.

89. Розенберг, Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин / Ю.А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. – 315 с.

90. Рыбаков, К.В. Обезвоживание авиационных горюче-смазочных материалов / К.В. Рыбаков, Е.Н. Зилдыбин, В.П. Коваленко. – М.: Транспорт, 1979. – 180 с.

91. Сакун, И.А. Винтовые компрессоры / И.А. Сакун. – М.: Машиностроение, 1970. – 400 с.

92. Свешников, В.К. Основные пути повышения надежности гидроприводов / В.К. Свешников, А.Ю. Иванов, Ю.В. Дмитриевич // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2010. – №1(3). – С. 4–7.

93. Свешников, В.К. Уровень шума – критерий совершенства гидропривода / В.К. Свешников // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2009. – №1. – С. 24–27.

94. Сиников, В.М. Движение кавитационных каверн в гидродинамических полях: автореферат дис. ... канд. физ.-мат. наук / В.М. Сиников. – Самара, 2001. – 18 с.

95. Слабожанин, Г.Д. Кавитационные испытания вибрируемой всасывающей системы гидропривода / Г.Д. Слабожанин // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2009. – №1. – С. 28–29.

96. Советские достижения в мировой науке. Разрушение жидкостей [Электронный ресурс] // Научно-популярный портал. – Режим доступа: <http://mechanicka.ru/394.html>.

97. Сосиков, В.А. Экспериментальное исследование импульсного растяжения жидкостей при ударно-волновом воздействии [Электронный ресурс] / В.А. Сосиков // Электронная библиотека. – Режим доступа: http://icp.ac.ru/news/avtoref/061011_Sosikov.pdf.

98. Стебновский, С.В. О сдвиговой прочности структурированной воды [Электронный ресурс] / С.В. Стебновский // Успехи физических наук. – Режим доступа: http://ebiblioteka.it/resursai/uzsienio%20leidiniai/ioffe/ztf/2004/01/ztf_t74v01_00.pdf.

99. Страхович, К.И. Компрессорные машины / К.И. Страхович, М.И. Феркель, И.К. Кондряков, В.Ф. Рис. – М.: Государственное издательство торговой литературы, 1961.

100. Финкельштейн, З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования / З.Л. Финкельштейн, А.М. Финкельштейн // Гидравлика, пневматика, приводы. – 2009. – №2. – С. 21–27

101. Хакимов, М.А. Разработка критериев оценки функциональных свойств рабочих жидкостей, предназначенных для объединения гидросистем тракторов: автореферат дис. ... канд. техн. наук / М.А. Хакимов. – Ташкент, 1991. – 21 с.

102. Хейуорд, А. Отрицательные давления в жидкостях. Как их заставить служить человеку [Электронный ресурс] / А. Хейуорд // Успехи физических наук. – Режим доступа: http://www.ebiblioteka.lt/resursai/Uzsienio%20leidiniai/Uspechi_Fiz_Nauk/1972/10/r7210e.pdf

103. Хохлов, В.А. Электрогидравлический следящий привод / В.А. Хохлов. – М.: Наука, 1964. – 230 с.

104. Шестаков, С.Д. Многопузырьковая акустическая кавитация: математическая модель и физическое подобие [Электронный ресурс] / С.Д. Шестаков // Техническая акустика. – 2010. – №14. – <http://www.ejta.org>.

105. Barushev, V.I. Investigation of the oil strength as a complex index of its condition / V.I. Barushev, K.K. Laiko // *Procedia Engineering*. – Volume 129, 2015. – p. 451–457.
106. Beams, J.W. Tensile strengths of liquid argon, helium, nitrogen, and oxygen / J.W. Beams // *Phys. Fluids*. – 1959. – V.2. – № 1. – P. 1 – 4.
107. Blander, M. Bubble nucleation in liquids / M. Blander, J.L Katz // *AIChEJ*. – 1975. – V.21. – N.5. – P. 833 – 848.
108. Brennen, C.E. Cavitation and bubble dynamics / C.E. Brennen. – Oxford University Press. USA, 1995. – 282 p.
109. Briggs, L.J. Limiting negative pressure of water / L.J. Briggs // *Jr. Appl. Phys.* – 1950. – V.21. – P. 721 – 722.
110. Briggs, L.J. Maximum superheating of water as a measure of negative pressure / L.J. Briggs // *Jr. Appl. Phys.* – 1955. – V.26. – P. 1001 – 1003.
111. Briggs, L.J. The limiting negative pressure of mercury in pyrex glass / L.J. Briggs // *Jr. Appl. Phys.* – 1953. – V.24. – P. 488 – 490.
112. Brown, S.J. The behavior of tap water under dynamic tensile stressing in a non-flow system / S.J. Brown // *Aerospace Engineering, Pennsylvania State University*, 1967.
113. Cosden, I.A. Effect of cutoff radius on the surface tension of nanoscale bubbles / I.A. Cosden, J.R. Lukes // *J. Heat Transfer*. – 2011. – V.133. – N.10.
114. Crump S.F. Critical pressure for inception of cavitation in a large scale Numachi Nozzle as influenced by air content of the water / S.F. Crump // *DTMB (U.S. Navy) Report 770*. – 1951.
115. Crump, S.F. Determination of critical pressures for inception of cavitation in fresh water and sea water as influenced by air content of the water / S.F. Crump // *DTMB (U.S. Navy) Report 575*. – 1949.
116. Davies, R.M. The tensile strength of liquids under dynamic stressing / R.M. Davies, D.H. Trevena, N.J.M. Rees, G.M. Lewis // *Proceedings of the national physical laboratory symposium on cavitation in hydrodynamics*. – 1956. – V.5. – P. 1 – 20.

117. Delale, C.F. Homogeneous bubble nucleation in liquids: the classical theory revisited / C.F. Delale, J. Hruby, F. Marsik // *J. Chem. Phys.* – 2003. – V.118. – N.2. – P. 792 – 806.
118. Dixon, H.H. Note on the tensile strength of water / H.H. Dixon // *Sci. Proc. Royal Dublin Soc.* – 1909. – V.12. – P. 60 – 65.
119. Dixon, H.H. On the tensile strength of sap / H.H. Dixon // *Sci. Proc. Royal Dublin Soc.* – 1914. – V.14. – P. 229 – 234.
120. Fisher, J.C. The Fracture of Liquids / J.C. Fisher // *Journal of Applied Physics.* – 1948. – V.19. – P. 1062 – 1067.
121. Furth, R. On the theory of holes in liquids / R. Furth // *Proceedings of the Physical Society.* – 1940. – V.52. – P. 768 – 769.
122. Kinjo, T. Cavitation processes and negative pressure / T. Kinjo, M. Matsumoto // *Fluid Phase Equilibria.* – 1998. – V.144. – P. 343 – 350.
123. Kuper, C.G. The effect of dissolved gases on the tensile strength of liquids / C.G. Kuper, D.H. Trevena // *Proc. Phys. Soc. (London) A.* – 1952. – V.65. – P. 46 – 54.
124. Matsumoto, M. Nano bubble size dependence of surface tension and inside pressure / M. Matsumoto, K. Tanaka // *Fluid Dynamics Research.* – 2007. – V.40. – P. 546 – 553.
125. Morch, K.A. Cavitation nuclei: experiments and theory / K.A. Morch // *J. of Hydrodynamics.* – 2009. – V.21. – N.2. – P. 176 – 189.
126. Pugh, B. Friction and wear. / B. Pugh. – London: Newnes–butterworths, 1977. – 220 c.
127. Rees, E.P. Cavitation threshold in liquids under static condition. / E.P. Rees, D.H. Trevena // *ASME Cavitation Forum.* – 1966. – P. 12.
128. Rees, E.P. The effects of temperature and viscosity on the critical tensions of liquids / E.P. Rees, D.H. Trevena // *ASME Cavitation Forum.* – 1967. – P.1.
129. Scott, D.F. Study of the Bertholet method for determining the tensile strength of a liquid / D.F. Scott, D.P. Shoemark, K.N. Tanner, J.G. Wendel // *J. Chem. Phys.* – 1948. – V.16. – P. 495–502.

130. Trevena, D.H. Theoretical values for the tensile strength of certain liquids / D.H. Trevena // *J. Phys. D: Appl. Phys.* – 1975. – V.8. – P. L144–L147.

131. Vincent, R.S. Examination of the Berthelot method of measuring tension in liquids / R.S. Vincent // *Proc. Phys. Soc. (London)*. – 1941. – V.55. – N.6. – P. 376 – 382.

132. Vincent, R.S. The measurement of tension in liquids by means of a metal bellows / R.S. Vincent // *Proc. Phys. Soc. (London)*. – 1941. – V.53. – P. 126 – 140.

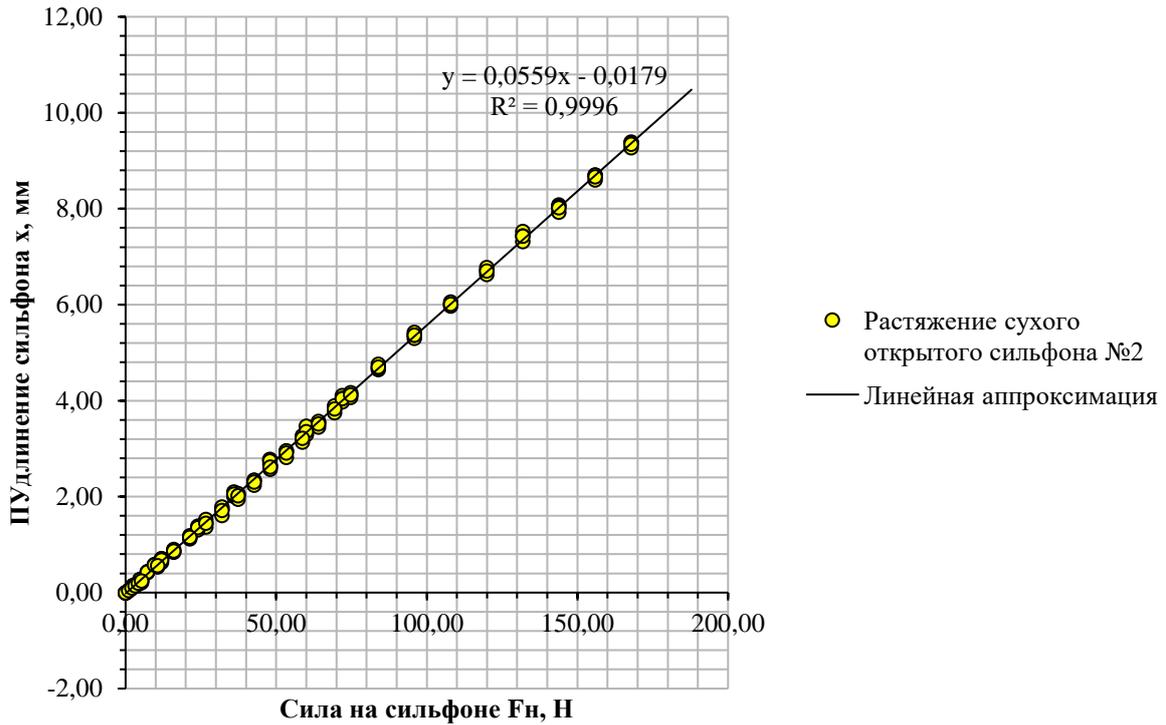
133. Vincent, R.S. The viscosity tonometer – a new method of measuring tension in liquids / R.S. Vincent // *Proc. Phys. Soc. (London)*. – 1941. – V.55. – N.1. – P. 41 – 48.

134. Weijs, J.H. Why surface nanobubbles live for hours / J.H. Weijs, D. Lohse // *Phys. Rev. Lett.* – 2013. – V.110. – P. 054501.

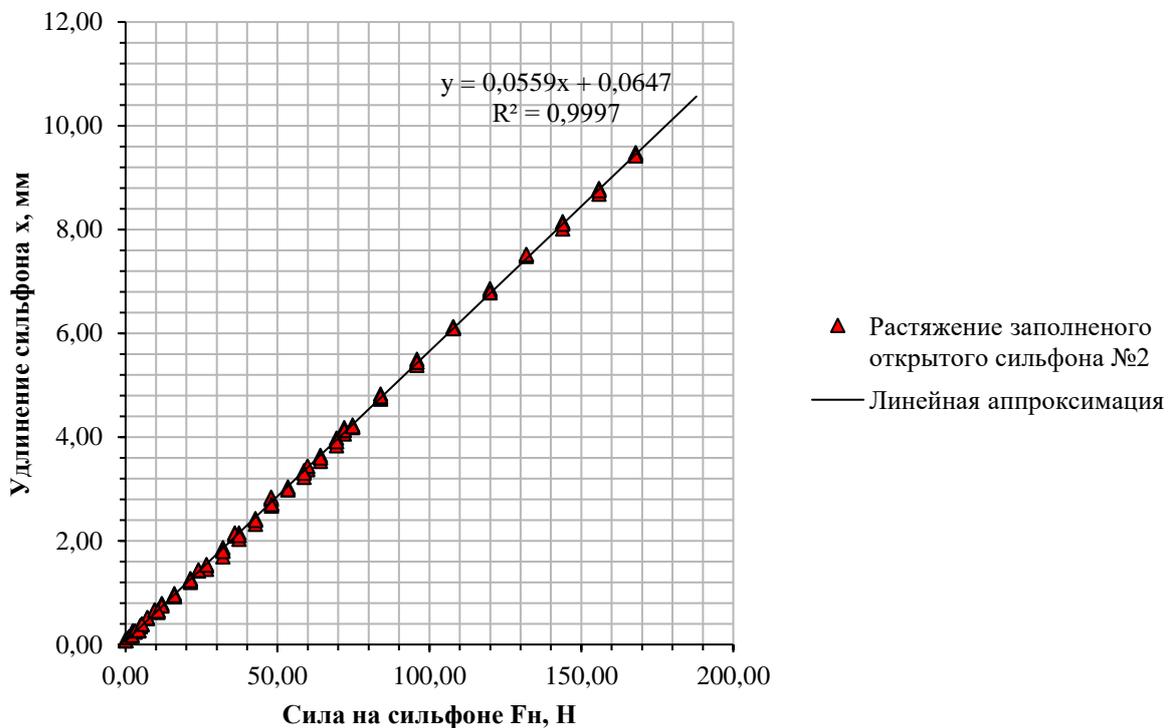
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Упругие характеристики сифонов

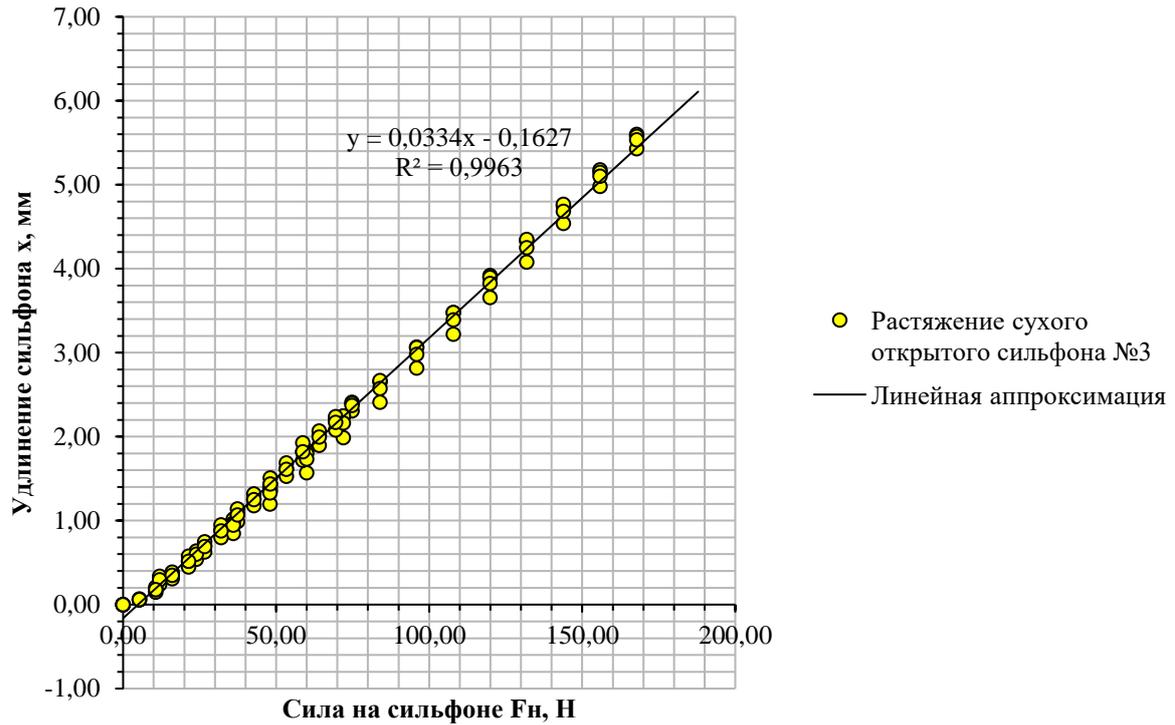
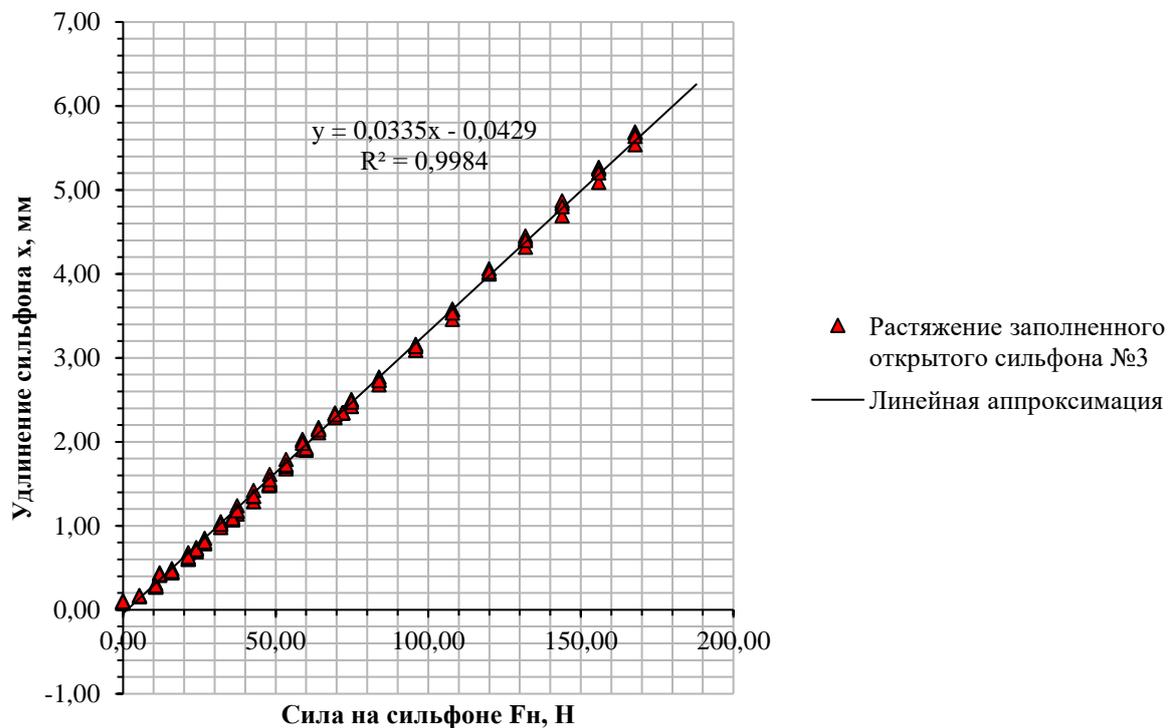


Характеристика открытого сифона №2 без жидкости



Характеристика открытого сифона №2 с жидкостью

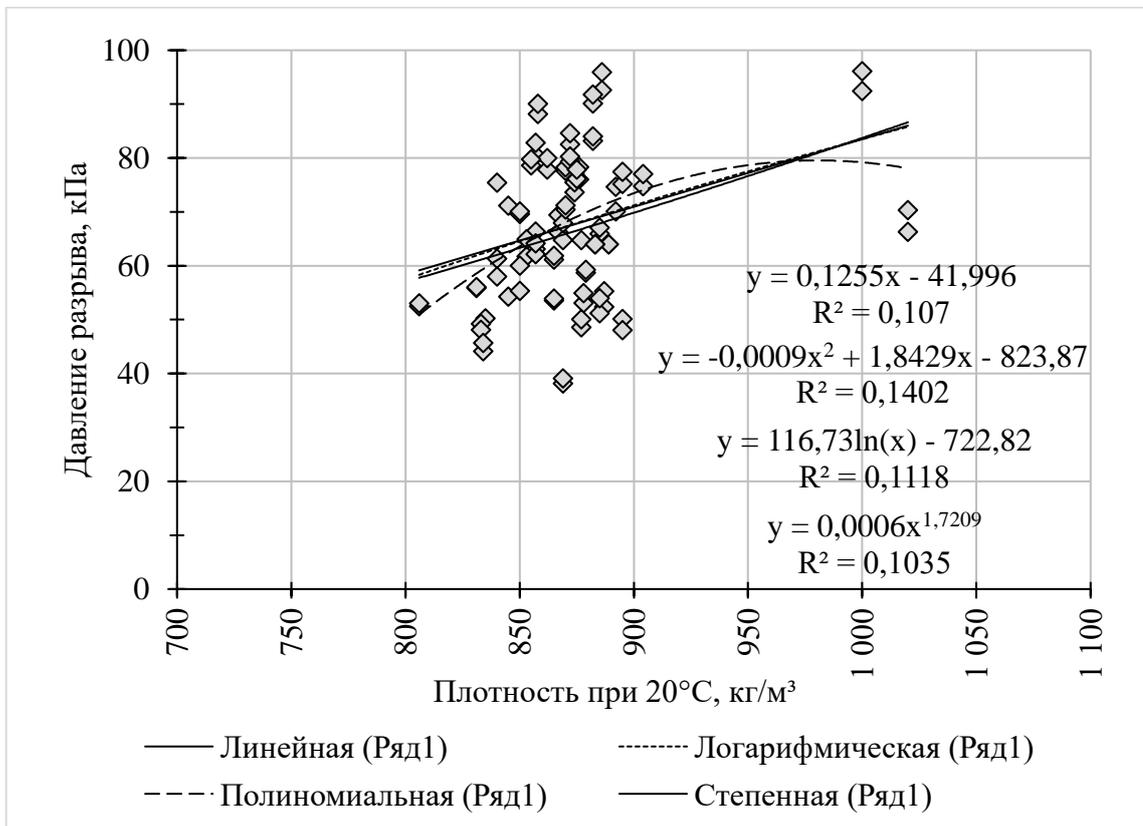
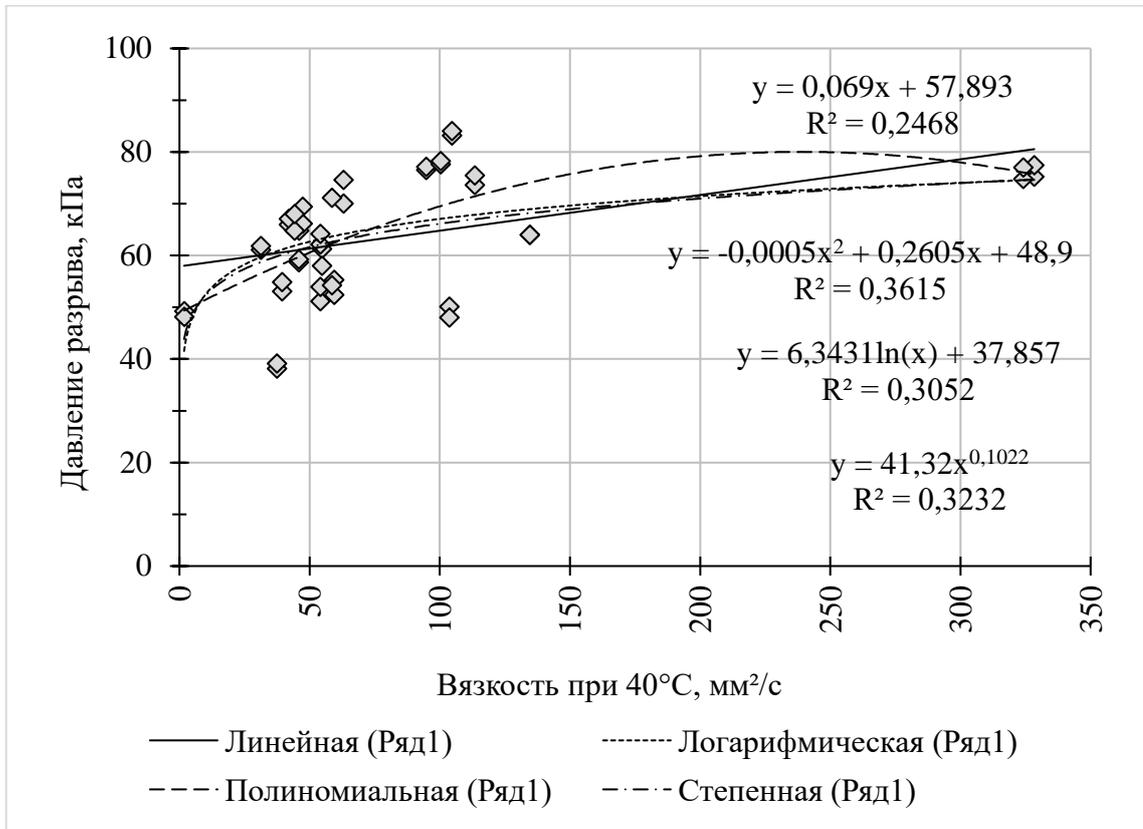


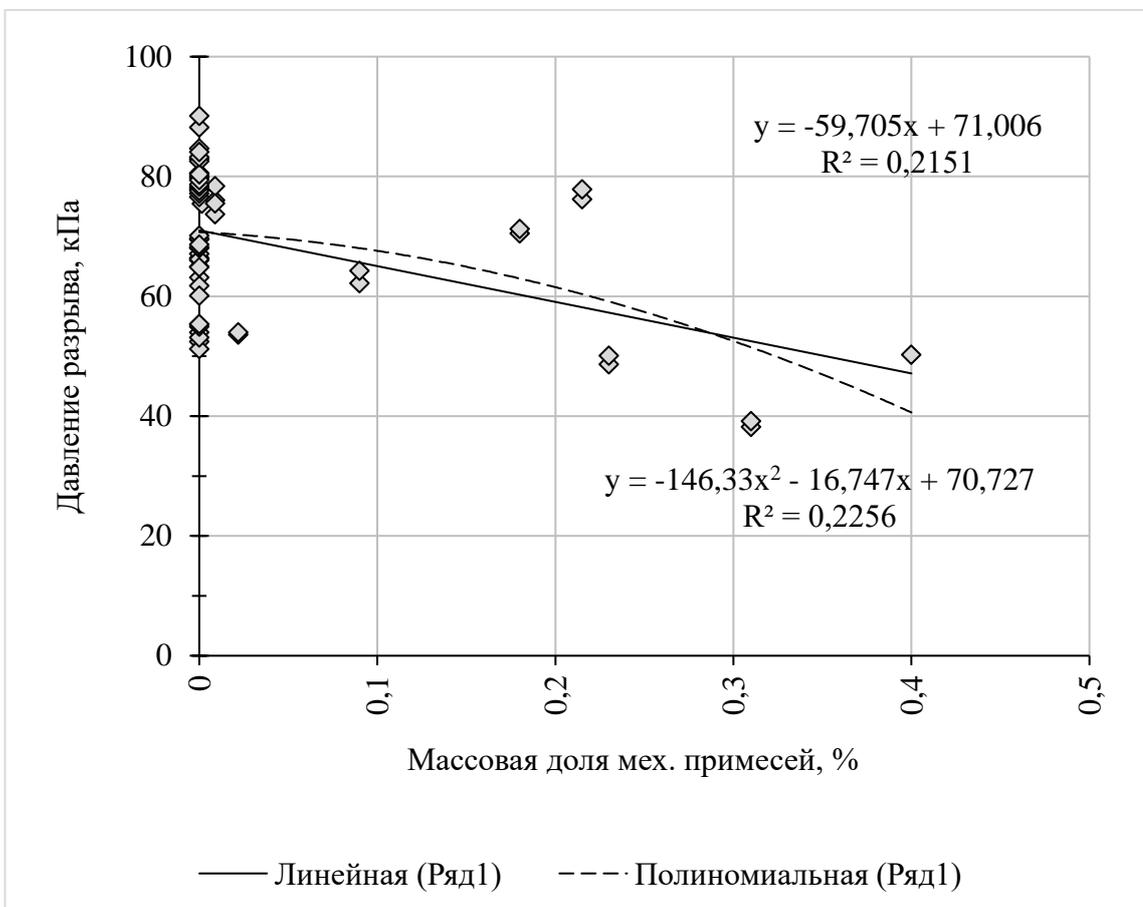
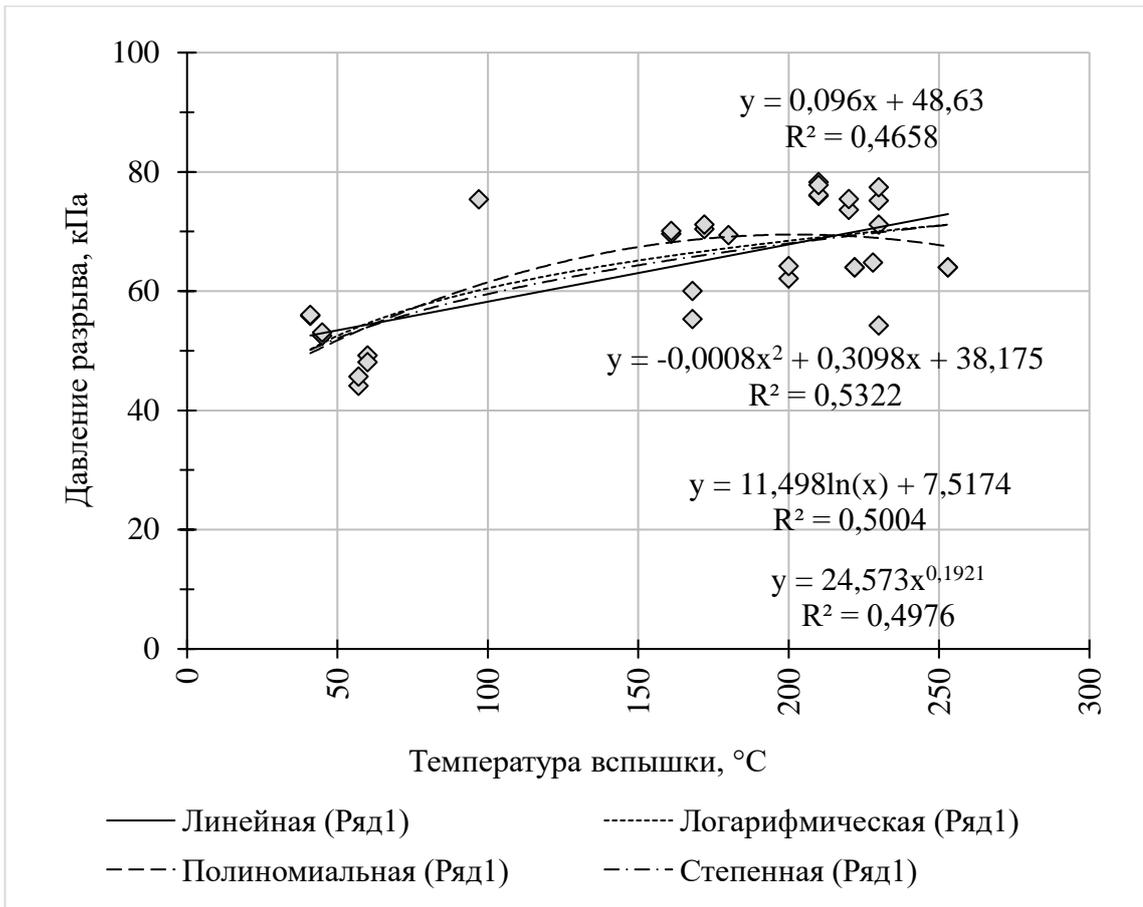
Характеристика открытого сифона №3 без жидкости**Характеристика открытого сифона №3 с жидкостью**

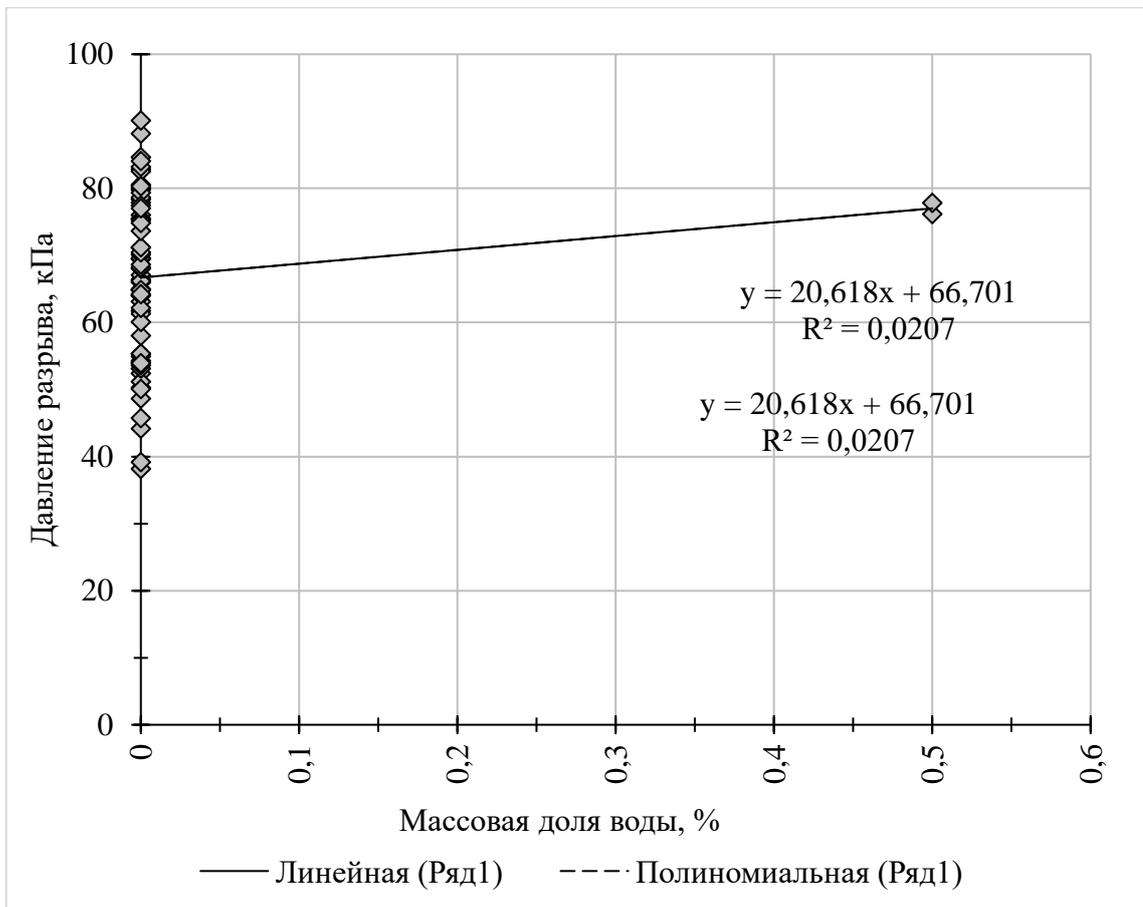
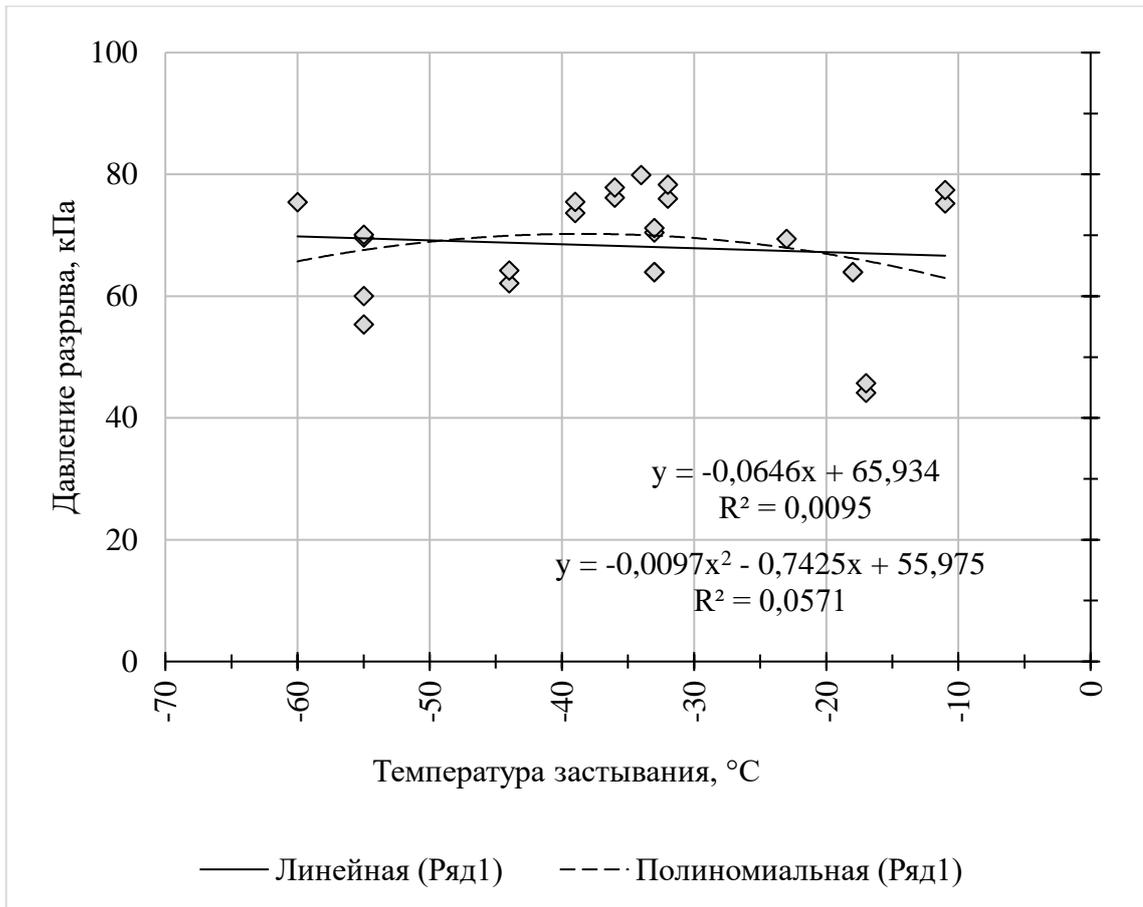
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Приборы и средства измерения

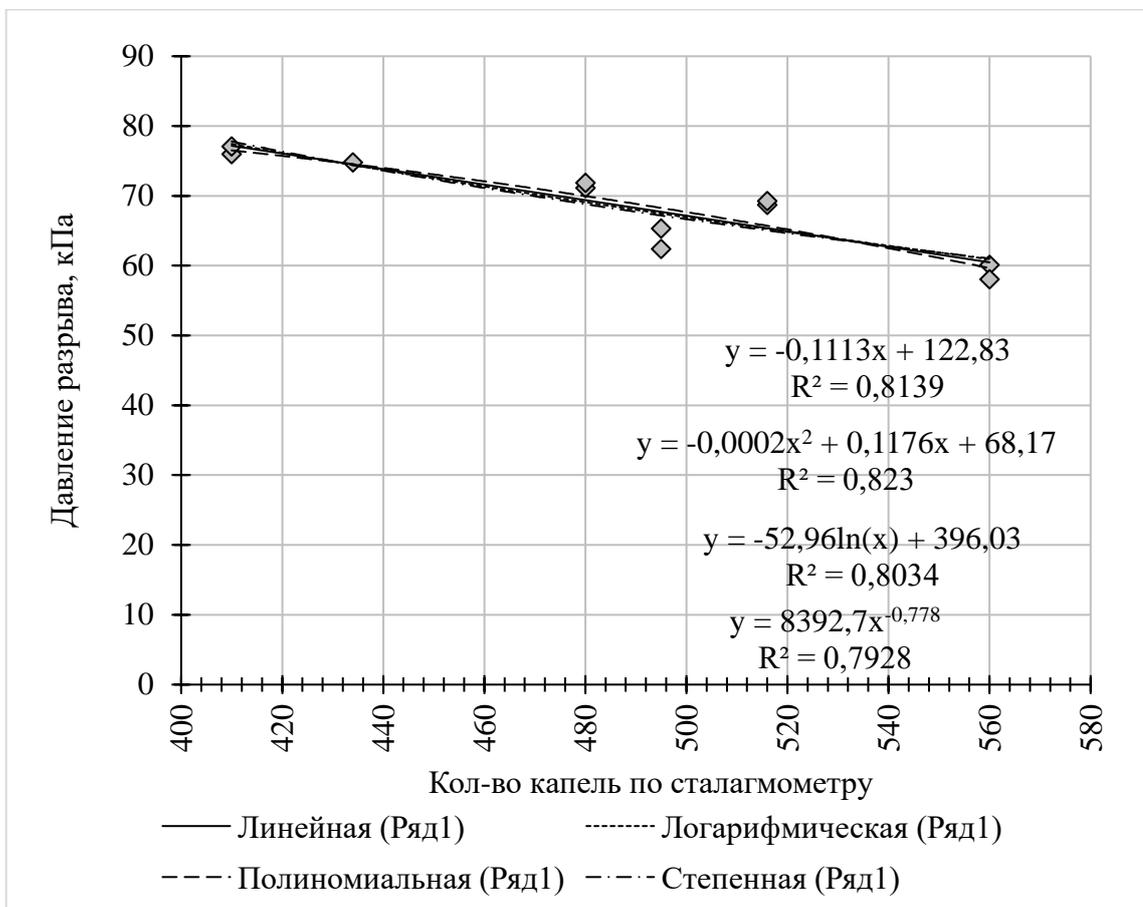
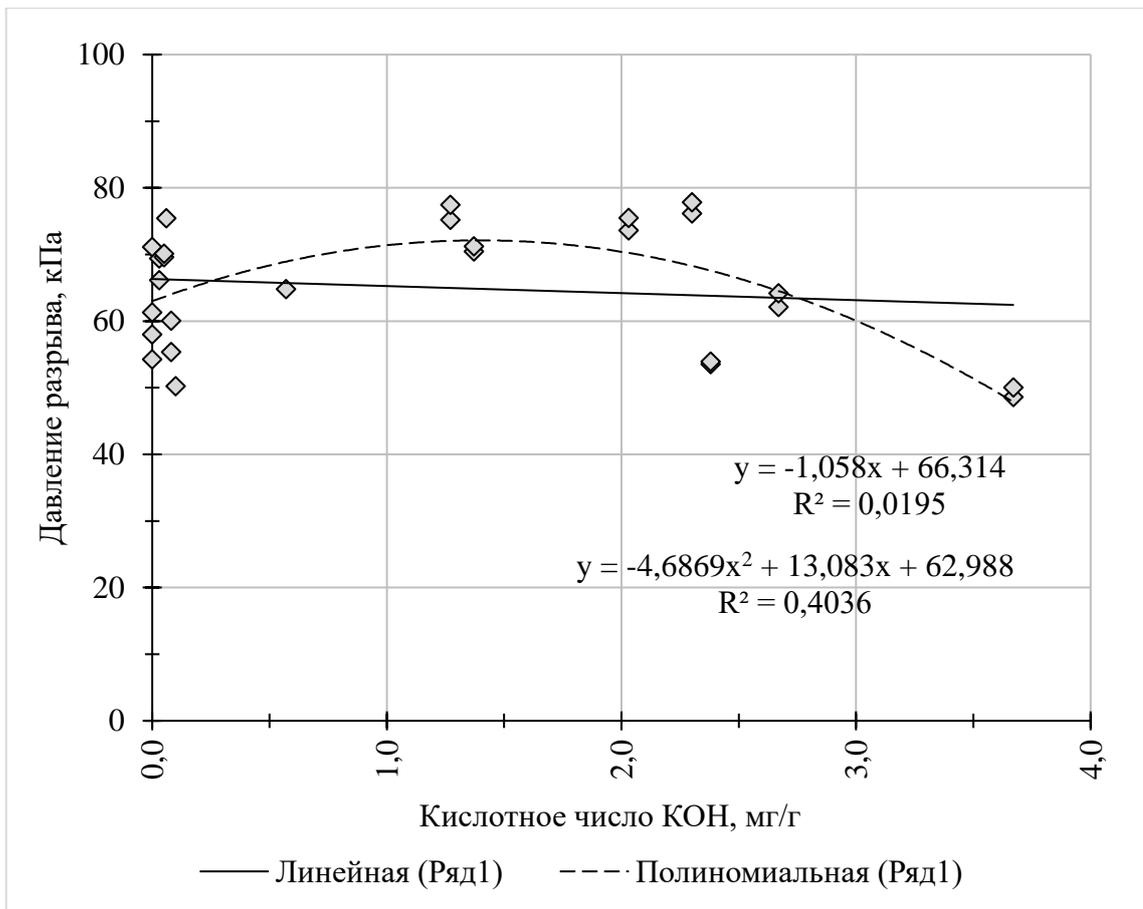
Наименование	Типоразмер	№	Диапазон измерений	КТ	ПГ
Расходомер газовый многопараметрический	Метран-331-160-0,16-10-С-К1	2193	0,06...4,16 м ³ /мин; - 0,02...0,16 МПа; - 20...+60 °С	1	±1,0%
Манометр показывающий	«Росма» ТМ-610 Р МТИ	4321	0...1,6 МПа	0,4	±0,4%
Датчик температуры	ТСПУ Метран-276-02-60-0,5-Н10-(0+200С)-4-20 мА-ТЗ-ГП	2341474	0...200 °С	-	±0,5
Барометр-анероид	БАММ-1	785	80-106 кПа	-	±0,2 кПа
Секундомер	СОСпр-26-2-010	8939	60 с; 60 мин	-	±0,2 с
Измеритель влажности и температуры	ИВТМ-7 М 5-Д	50663	0...99 % -20...+60 °С	-	±2 %
Тахометр оптический	Testo 465	0843579	0...99999 об/мин	-	± 0,02%
Измеритель параметров электросети	ЩМ-120	03972	km=02S, km=1,0	0,5	±0,5%

ПРИЛОЖЕНИЕ В. Сопоставление давления разрыва и свойств жидкости









ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Результаты испытаний ДЭН-7,5Ш-ОР

Показатель	Ед изм.	Значение (среднее за 3 измерения)											
		Shell Corena AS46						Shell Corena AS68					
		А		Б		В		Г		Д		Е	
Марка масла	-	Неуст.	Уст.	Неуст.	Уст.	Неуст.	Уст.	Неуст.	Уст.	Неуст.	Уст.	Неуст.	Уст.
Обозначение партии	-	60,96	0,99	70,88	0,99	73,84	0,99	91,60	0,99	87,12	0,99	65,04	0,99
Режим	-	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Давление разрыва	кПа	14,62	14,43	14,69	14,35	14,45	14,38	14,80	14,41	14,53	14,31	14,68	13,58
Давление конечное (изб.)	МПа	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
Производительность факт.	м3/ч	23,1	28,4	24,6	30,3	22,5	31,6	20,2	26,1	20,0	26,0	22,2	31,2
Давление в точке измерения производительности (изб.)	МПа	13,9	13,6	13,7	13,4	13,8	13,5	13,9	13,6	13,8	13,6	13,9	13,5
Температура в точке измерения производительности	°С	382	382	386	386	383	383	384	384	384	384	383	383
Сила тока	А	0,921	0,921	0,919	0,920	0,920	0,920	0,920	0,920	0,920	0,919	0,921	0,921
Напряжение	В	0,89											
Коэффициент мощности	-	0,89											
Коэффициент полезного действия	-	0,89											
Частота вращения вала компрессора	об/мин	2956	2955	2956	2955	2955	2955	2957	2956	2957	2956	2956	2955
Температура масловоздушной смеси	°С	45	79	40	74	42	76	43	78	41	76	45	74
Давление окружающей среды	кПа	98,5	98,5	99,0	99,0	98,5	98,5	99,0	99,0	99,0	99,0	98,5	98,5
Температура окружающей среды	°С	22	22	24	24	24	24	21	21	22	22	22	22
Производительность при н.у.	м3/мин	0,840	0,815	0,842	0,807	0,838	0,809	0,852	0,813	0,840	0,811	0,846	0,760
Мощность на валу компрессора	кВт	7,530	7,383	7,483	7,327	7,509	7,324	7,583	7,387	7,506	7,390	7,560	7,332
Удельная мощность	кВт/(м3/мин)	8,96	9,06	8,89	9,08	8,96	9,05	8,90	9,08	8,94	9,12	8,93	9,65

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Таблицы к воспроизводимости и точности

1. Ввод значений (форма А)

Рабочая камера p_i	Кол-во измерений	Давление разрыва p_r , кПа, на уровне q_j			Модуль растяжения β_r , МПа, на уровне q_j		
		$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$
		Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200
i=1	1	54,2	54,3	71,2	62,33	60,45	81,92
	2	48,6	49,1	78,4	55,89	54,70	96,60
	3	55,2	52,0	79,6	63,43	12,74	92,58
	4	57,2	59,9	85,1	65,76	13,56	97,89
	5	72,3	61,2	72,1	83,15	4,76	87,14
i=2	1	42,1	47,6	58,5	56,19	64,17	67,28
	2	42,6	48,4	58,9	48,94	58,19	67,74
	3	42,4	48,1	58,7	48,78	60,14	67,45
	4	42,7	47,8	59,0	19,84	69,29	67,85
	5	42,6	48,2	58,9	76,13	12,54	67,74
i=3	1	43,1	49,2	59,6	49,54	10,11	62,33
	2	43,3	49,1	60,1	44,48	49,06	55,89
	3	43,0	48,7	59,4	47,23	56,01	25,00
	4	42,9	48,7	59,6	47,25	56,01	65,76
	5	43,2	49,0	59,8	49,68	56,35	74,13

2. Средние значения u_{ij} (форма В)

Сильфон p_i	Среднее давление разрыва p_r , кПа, на уровне q_j			Среднее давление разрыва p_r , кПа, на уровне q_j		
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200
i=1	57,49	55,29	77,28	66,11	29,24	91,23
i=2	42,48	48,01	58,79	49,98	52,87	67,61
i=3	43,09	48,94	59,70	47,64	45,51	56,62
u_{ij} --	47,68	50,75	65,26	54,58	42,54	71,82

3. Внутриэлементное стандартное отклонение s_i (форма С)

Сильфон p_i	Внутриэлементное стандартное отклонение s_{ij} на уровне q_j					
	для давления разрыва p_p			для модуля растяжения p_p		
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200
$i=1$	8,87	5,15	5,74	10,20	26,17	6,68
$i=2$	0,22	0,34	0,21	20,21	22,94	0,24
$i=3$	0,15	0,24	0,26	2,13	20,02	18,86
$s_{max} (i=1...3)$	8,87	5,15	5,74	20,21	26,17	18,86
$s_{max} (i=2, 3)$	0,22	0,34	0,26	20,21	22,94	18,86

4. Статистика Манделя h

Сильфон p_i	Статистика Манделя h на уровне q_j							
	для давления разрыва p_p			для модуля растяжения p_p			Критическая ($n=5$)	
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$		
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	1%	5%
$i=1$	1,632	1,622	1,631	1,622	-1,555	1,552	±1,72	±1,57
$i=2$	-0,866	-0,976	-0,877	-0,646	1,208	-0,337		
$i=3$	-0,766	-0,645	-0,754	-0,976	0,347	-1,215		

5. Статистика Манделя k

Сильфон p_i	Статистика Манделя k на уровне q_j							
	для давления разрыва p_p			для модуля растяжения p_p			Критическая ($n=5, p=3$)	
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$		
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	1%	5%
$i=1$	1,731	1,727	1,729	0,777	1,129	0,578	1,64	1,53
$i=2$	0,044	0,113	0,062	1,539	0,990	0,021		
$i=3$	0,030	0,079	0,080	0,162	0,864	1,633		

6. Критерий Кохрена C

Сильфон p_i	Критерий Кохрена C_{123} на уровне q_j							
	для давления разрыва p_p			для модуля растяжения p_p			Критический ($n=5, p=3$)	
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$		
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	1%	5%
$i=1...3$	0,9991	0,9936	0,9966	0,7900	0,4248	0,8885	0,834	0,746

Сильфон p_i	Критерий Кохрена C_{23} на уровне q_j							
	для давления разрыва p_p			для модуля растяжения p_p			Критический ($n=5, p=2$)	
	$j=1$	$j=2$	$j=3$	$j=1$	$j=2$	$j=3$		
	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	Лукойл "Слайдо"	Total Cassila	ГСО РЭВ-200	1%	5%
$i=2, 3$	0,6858	0,6713	0,6195	0,9890	0,5676	0,9998	0,959	0,906