

**ВИКТОР ОСТРОВСКИЙ**

Зам начальника ИТЦ  
с 2018 по 2021 г.,  
и.о. начальника ИТЦ  
в 2021 г., к.т.н.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА РАЗЛИЧНЫХ ВЯЗКОСТЯХ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ПРИМЕРЕ СЕКЦИИ ПОГРУЖНОГО НАСОСА ЭЦН7А-1250

**Решение задачи по устойчивой работе промежуточных подшипников скольжения в УЭЦН является важным условием для обеспечения надежности оборудования. Автор предлагает методику оценки зоны стабильной работы подшипников скольжения при переменной вязкости жидкости и различной частоте вращения методом снятия спектрограмм. Представлены результаты стендовых испытаний секции погружного насоса ЭЦН7А-1250**

### Введение

В настоящее время в нефтедобыче для повышения эффективности погружных насосов их используют на высоких скоростях вращения, на которых большое значение имеет устойчивая работа промежуточных подшипников скольжения. Нередко возникают условия, при которых в подшипнике скольжения может возникнуть неустойчивый режим работы.

Рассмотрим проблему несущей способности масляного клина, выполняющего роль опорного элемента подшипника скольжения. Как известно, несущая способность масляного клина подшипника скольжения зависит от величины зазора между вкладышем и валом – чем меньше зазор, тем больше несущая сила.

Покажем, как изменится положение центра вращения вала в зазоре подшипника в зависимости от приложенной силы [5, 9] (см. рисунок 1). При изменении нагрузки на подшипник центр вала опишет дугу, где точка 1 соответствует предельной нагрузке на подшипник, точка 3 соответствует отсутствию нагрузки на подшипник, точка 2 – переход устойчивой работы подшипника в зону не устойчивой работы.

Участок от нижней точки 1 дуги до точки перегиба 2 есть участок устойчивой работы подшипника, когда ответная силовая реакция подшипника на возмущающий импульс нагрузки однозначно соответствует величине возмущающего импульса. Например, при увеличении нагрузки на ротор на «N» процентов рабочая точка подшипника сместится по своей траектории настолько, чтобы несущая способность подшипника выросла также пропорционально на «N» процентов. Подшипник установится в новую точку равновесия.

На участке от точки перегиба 2 до точки 3 картина динамических процессов несколько иная. Здесь при действии единичного возмущающего импульса нагрузки ответная реакция подшипника больше единицы. Ротор вернется обратно,

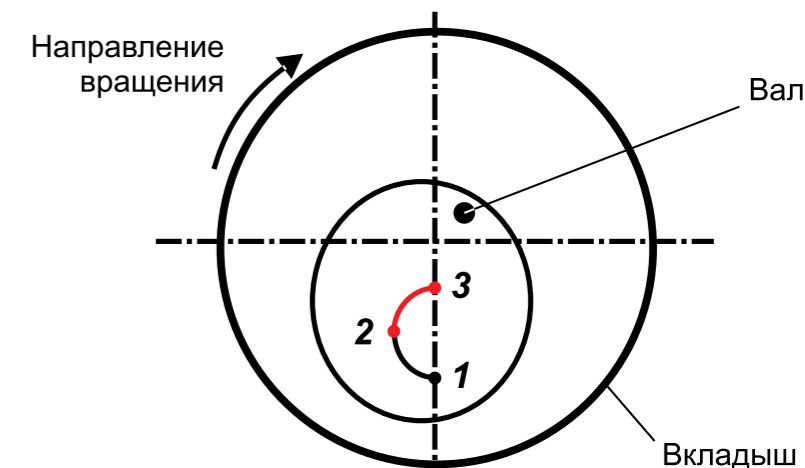


Рис. 1. Линия нагрузки подшипника при изменении приложенных сил

но «переместится» по траектории дальше, чем нужно. Далее на ротор, «зашедший» за точку равновесия, будет воздействовать импульс от масляного слоя подшипника. Ротор сместится в направлении стандартной траектории, на которую он попадет несколько дальше точки установившегося равновесия, соответствующего данной нагрузке на подшипник и все повторится снова. Результатом этого явления может стать бесконечное автоколебание вала на масляном клине относительно точки статического равновесия.

В форме масляного клина появляются, если смотреть в разрезе, своеобразные «волны», перемещающиеся с входа на выход. В конечном итоге такие колебания наводят специфические, достаточно низкочастотные вибрации как в вертикальном, так и в поперечном радиальных направлениях.

Вторым фактором, влияющим на устойчивую работу подшипника скольжения, является скорость вращения вала. По мере увеличения скорости вращения ротора гидродинамическая сила становится сильнее. При некоторой скорости гидродинамическая сила становится настолько сильной, что вал не возвращается в статическое равновесие. В этот момент вал относительно быстро по спирали выйдет на круговую орбиту с субсинхронной частотой, равной средней скорости жидкости в подшипнике. Когда это происходит, вал испытывает возмущение, называемое срывом масляного клина («Oil whirl»). Как правило, жидкость в подшипнике обтекает вал со скоростью чуть меньше 50 процентов от частоты вращения вала [4, 5]. Таким образом, признаком срыва масляного клина («Oil whirl») является его частота, равная 0,42-0,48 частоты вращения вала. Если амплитуда вибрации на частоте

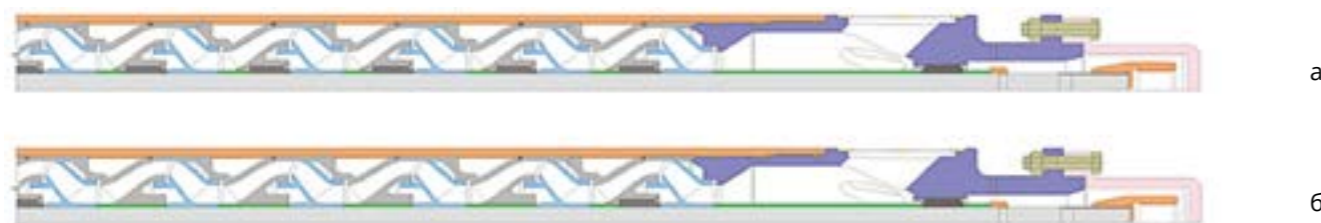


Рис. 2. Варианты сборки подшипников: а – подшипник в каждой ступени; б – подшипник через каждые 5 ступеней

срыва масляного клина больше 0,5 амплитуды вибрации основной оборотной частоты вала, то можно говорить о серьезном характере этого дефекта и об опасности его влияния на работу подшипника.

Вибрации масляного клина проявляются обычно там, где имеется значительное отклонение одного из следующих основных параметров:

1. Сниженная нагрузка на подшипник, например, избыточные длина и диаметр.
2. Динамические нагрузки, например, от дисбаланса ротора.
3. Значительное увеличение вязкости масла.
4. Повышенный износ подшипника.

Погружные электрические центробежные насосы (ЭЦН) в силу их геометрии можно рассматривать как машины с гибким ротором, для которых характерна работа на частотах выше или вблизи критических частот вращения. Гибкий ротор на частотах, близких к критическим частотам, под

действием дисбаланса может приобретать опасную для эксплуатации изгибную деформацию. На каждой из критических частот ротор ЭЦН деформируется со своей формой изгибных колебаний. Если частота срыва масляного клина («Oil whirl») у гибких роторов совпадает или близка к критической частоте ротора, то амплитуда вибрации в этот момент может значительно вырасти. А учитывая большую длину ротора и его высокие обороты вращения, весьма вероятно возникновение явления срыва масляного клина («Oil whirl»).

#### Входные данные и методика проведения эксперимента

Дальнейший анализ был проведен на примере насоса ЭЦН7А-1250 с максимальной рабочей частотой вращения 6000 об/мин. Были собраны опытные образцы насоса различной конфигурации и проведены испытания этих вариантов с измерением спектрограмм.

Спектрограмма снималась на различных вязкостях рабочей жидкости, для каждой

Рис. 3. Спектр виброускорения насоса ЭЦН7А-1250

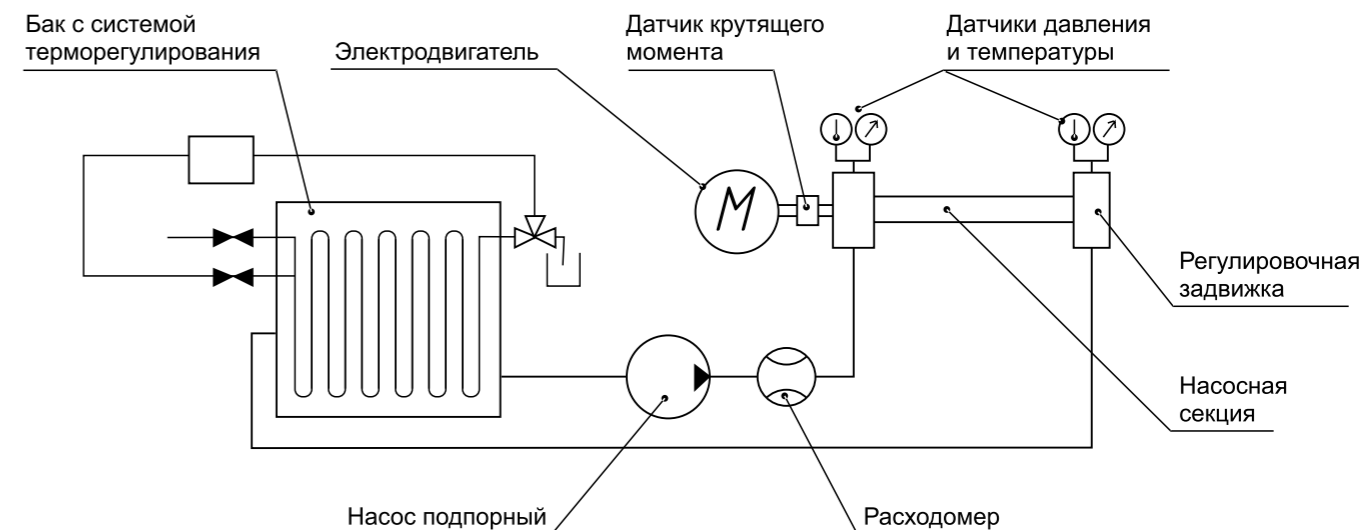
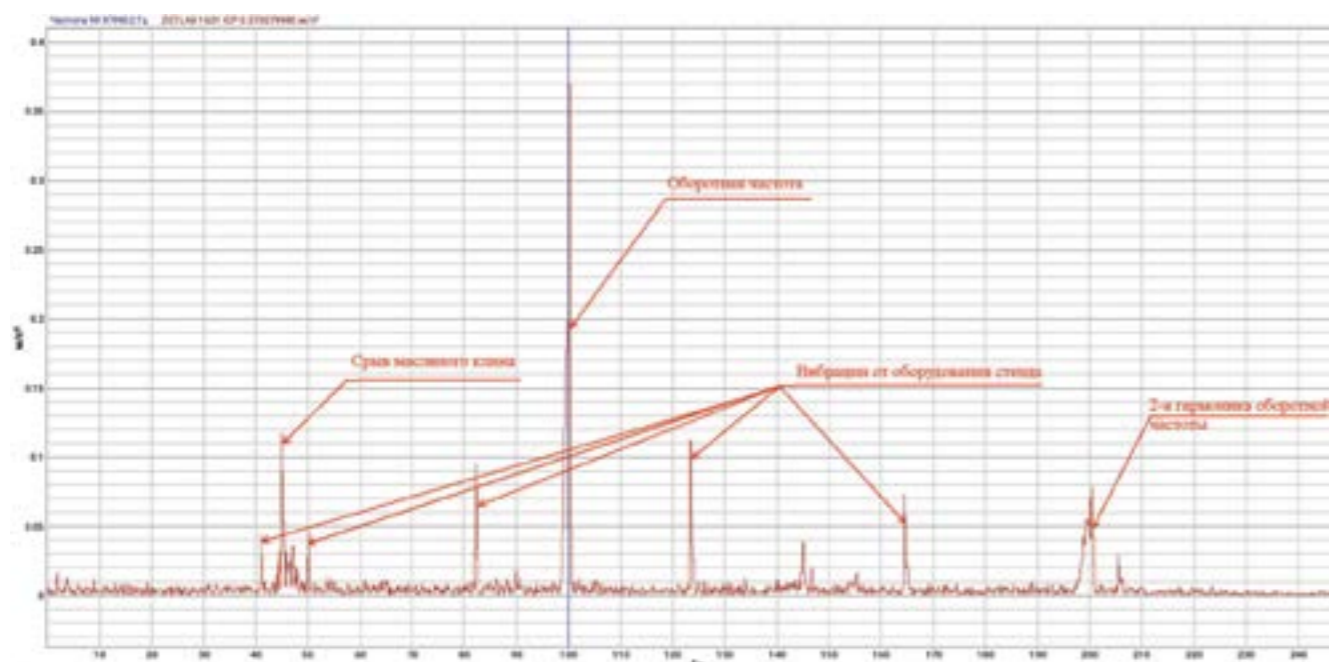


Рис. 4. Схема стенда для испытаний насосов

сборки погружного насоса (см. рисунок 2). Отличия конфигураций насоса заключаются в различном количестве и геометрии подшипников, а именно:

- подшипник длиной 35 мм в каждой рабочей ступени,
- подшипник длиной 35 мм через каждые 5 рабочих ступеней,
- подшипник длиной 16 мм через каждые 5 рабочих ступеней.

На рис. 3 показан типичный спектр, где 100 Гц – оборотная частота, 200 Гц – гармоника оборотной частоты, 44 Гц – частота срыва масляного клина. Также на частотном спектре видны вибрации от испытательного оборудования, частота которых не меняется во время испытаний (они наблюдаются, в том числе, при выключенном испытуемом насосе), из дальнейшего рассмотрения они исключаются.

Погружные насосы ЭЦН7А-1250 испытывались на стенде, показанном на рис. 4, в качестве модельных жидкостей

использовались чистая вода и масло ИТД-680.

Испытания проводились согласно стандарту ISO 15551-1:2015 Petroleum and natural gas industries. Drilling and production equipment. Подпорным насосом модельная жидкость через расходомер подавалась на вход испытуемого насоса, где поддерживалось избыточное давление 0,3 – 0,7 МПа. В ходе эксперимента осуществлялся плавный разгон от 0 до 6000 об/мин в течение 300 с.

На насос устанавливался пьезоэлектрический акселерометр BC100, соединённый с многоканальным контроллером сбора данных ZET038. С помощью последнего постоянно снималась амплитуда виброускорения и строился спектр частот.

Список использованных средств измерения указан в таблице 1.

Нагревая масло ИТД-680, получали модельную жидкость различной вязкости. Зависимость вязкости от температуры показана на рисунке 5 (стр. 60).

Таблица 1

№	Наименование СИ	Предел измерения	Погрешность измерения
1	Датчик давления Metran	0..10 МПа	0,5 % от ВПИ(± 0,08 МПа)
2	Термометр сопротивления WIKA	-50..150 °С	1 % от текущего значения
3	Термометр сопротивления WIKA	-50..150 °С	1% от текущего значения
4	Расходомер Emerson Micromotion	0.5..450 м³/час	0,2 % от текущего значения
5	Акселерометр BC100	0,5...10000 Гц	<5% относительная поперечная чувствительность

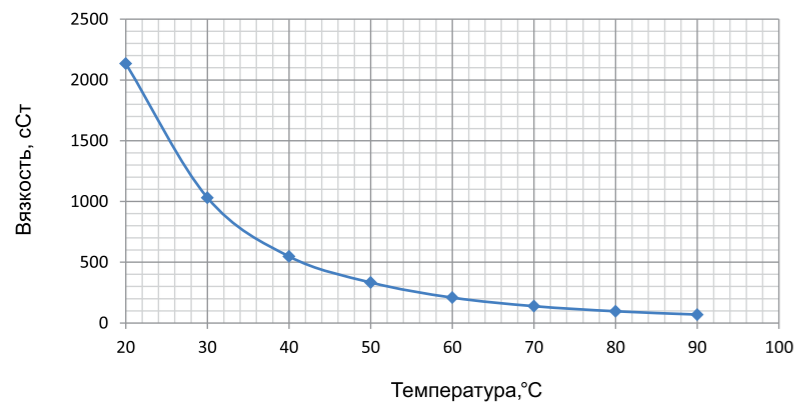


Рис. 5. График зависимость вязкости перекачиваемой жидкости от температуры

### Результаты испытаний

Типичная спектрограмма приведена на рисунке 6, где по горизонтали расположена частота в Гц, а по вертикали – время снятия спектрограммы. На спектрограмме выделяется основная частота, её гармоники и дробные частоты (при наличии). Видно, что дробная гармоника с частотой ~0.5 от основной частоты появляется при частоте вращения 83 Гц. Это частота является точкой начала процесса автоколебаний масляного клина («Oil whirl»).

Вертикальные линии на частотах 40,9 Гц, 50 Гц, 81,9 Гц, 100 Гц, 123 Гц, 165 Гц – это постоянная составляющая вибрации от оборудования стенда (присутствуют при выключенном испытуемом насосе).

Результаты эксперимента приведены в таблице 2.

Нанесем эти точки на рисунок 7, где по горизонтальной шкале отложены

частоты начала срыва масляного клина, а по вертикальной – вязкость модельной жидкости, сСт. Красные линии – насос с подшипниками длиной 35 мм в каждой ступени, синие – насос с подшипниками 35 мм через 5 ступеней, зеленые – подшипники длиной 16 мм через 5 ступеней. Сплошные линии – экспериментальные данные, штриховые – расчет устойчивости подшипников по Зоммерфельду [8].

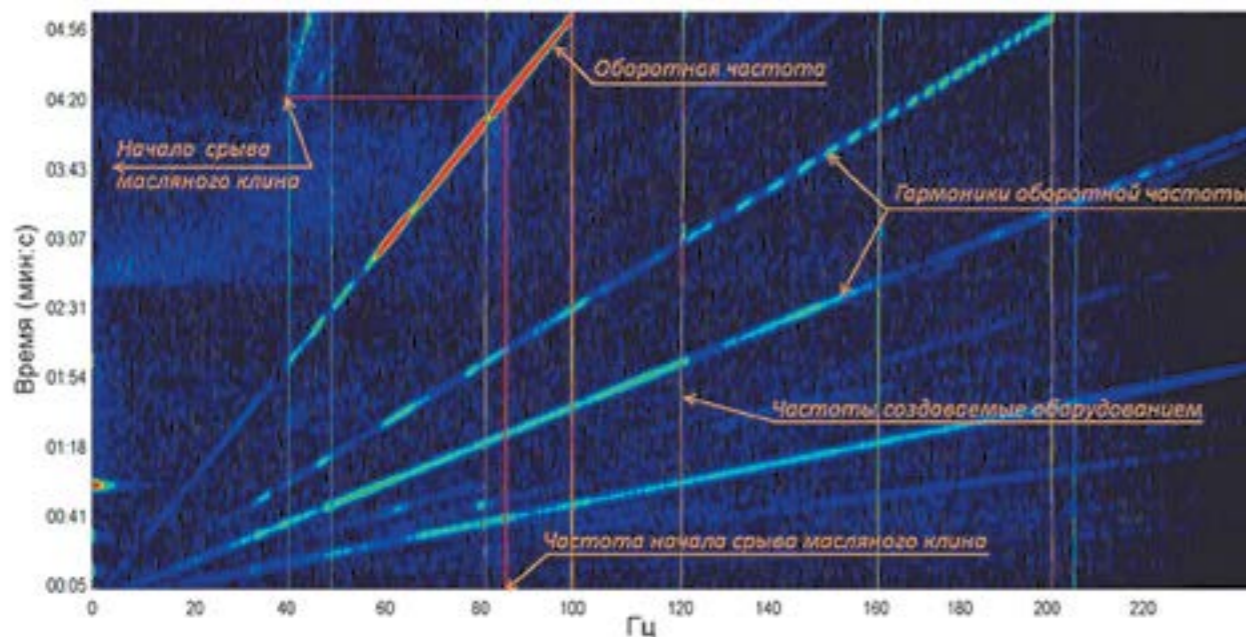
Видно, что для каждой конфигурации подшипников можно выделить зону стабильной и нестабильной работы. Причем с уменьшением количества и размера подшипников зона стабильной работы увеличивается. При этом на маловязких жидкостях и низких частотах вращения все конфигурации насосов/подшипников работают стабильно. При этом известные расчетные методики (по Зоммерфельду) в области таких высоких вязкостей дают результат, сильно расходящийся с экспериментом (чем выше вязкость, тем выше расхождение). Поэтому требуется дальнейшая проработка методик расчета устойчивости подшипников при работе в области больших вязкостей.

### Выводы

В статье предложена методика экспериментального определения зон стабильной и нестабильной работы подшипников УЭЦН в зависимости от вязкости жидкости и частоты вращения при помощи измерения спектрограмм вибрации.

Высокая вязкость перекачиваемой жидкости вкупе с высокими частотами

Рис. 6 Спектрограмма секции погружного насоса, отдельно выделено начало срыва масляного клина при частоте вращения 83 Гц



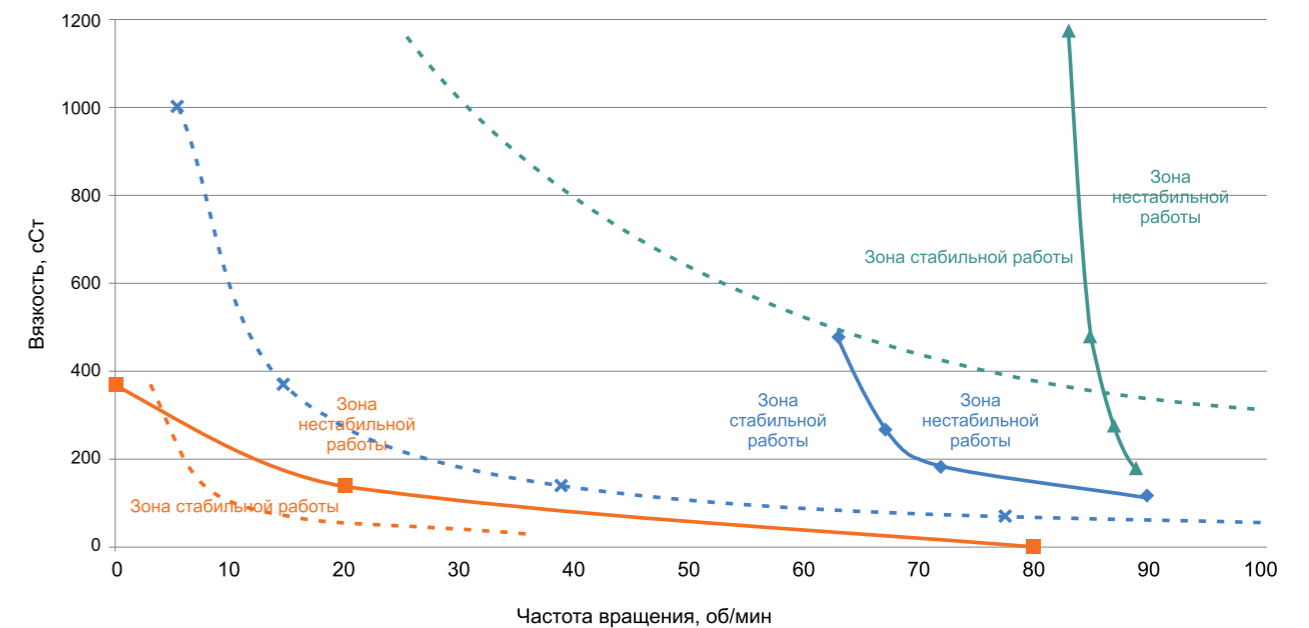
вращения накладывают ограничения на стабильность работы подшипников ввиду возникновения явления колебаний масляного клина. Частичным решением может быть уменьшение количества подшипников и их размеров, в частности, длины.

Показано, что расчеты устойчивости подшипников по Зоммерфельду дают высокую погрешность в области высоких вязкостей жидкости. Более точное определение зоны стабильной работы можно исследовать методом снятия спектрограмм.

Таблица 2. Результаты испытаний различных конструкций насосов

Промежуточные подшипники	№ п/п	T испытаний, С°	Вязкость при начале срыва масляного клина, сСт	Частота начала срыва масляного клина, Гц
После каждой ступени, L = 35 мм	1	0	370	0
	2	20	140	20
	3	80	1	80
После пяти ступеней, L = 35 мм	1	41	475	63
	2	53	265	67
	3	62	182	72
	4	75	117	90
После пяти ступеней, L = 16 мм	1	27,5	1174	83
	2	41	479	85
	3	52	275	87
	4	63	176	89

Рис. 7. Графики начала срыва масляного клина насосов ЭЦН7А-1250 на различных вязкостях рабочей жидкости



— насос с подшипниками длиной 35 мм в каждой ступени, — экспериментальные данные,  
 — насос с подшипниками 35 мм через 5 ступеней, — расчет устойчивости подшипников по Зоммерфельду,  
 — подшипники длиной 16 мм через 5 ступеней.

### Список литературы

1. Стандарт «ISO 15551-1-2015 Petroleum and natural gas industries. Drilling and production equipment».
2. ГОСТ ИСО 7902-1-2001 «Гидродинамические радиальные подшипники скольжения работающие в стационарном режиме».
3. ГОСТ Р «ИСО 13373-3-2016 Вибрационный контроль состояния машин».
4. Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Гаузе А.А. «Вибрационная диагностика роторных машин и оборудования целлюлозно-бумажных комбинатов»: учебное пособие / СПб: СПбГПУРП, 2014. 127 с.
5. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам: Монография. – Пермь, 2012. – 252 с.
6. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т.5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д. Генкина. / М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
7. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник/ Е.И. Квирницкий и др.- М.Машиностроение, 1979.
8. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочник в 2-х кн. Кн. 2/ М.: Машиностроение, 1981. – 544 с.
9. Никифоров А.Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстровращающихся роторов: Вестник научно-технического развития, № 3 (31), 2010 г.
10. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. – М.: Машгиз, 1963. – 245 с.