
Н. Д. КУЗНЕЦОВ

ВОПРОСЫ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ, ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ДРУГИХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ И РОЛЬ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ

С техническим прогрессом в машиностроении связаны интенсификация рабочих процессов, возрастание давлений, температур, скоростей рабочих жидкостей и газов и повышение скоростей движения механических элементов технических устройств. В большом классе машин смазка зубчатых передач, подшипников, шлицевых соединений и др. настолько важна, что без успешного решения этой проблемы не могут быть обеспечены главные характеристики по производительности, надежности и долговечности технического устройства.

Вот почему машиностроителей и, в первую очередь, конструкторов интересуют как теоретические исследования в области смазки, так и практические результаты этих исследований. Хотелось бы с самого начала подчеркнуть не только заинтересованность в таких исследованиях, но и высказать нашу озабоченность и тревогу в связи с неудовлетворительным состоянием, темпом развития и практической результативностью научных исследований. Это мнение основано на всеуглубляющемся противоречии между нашими потребностями при решении все усложняющихся задач и теми возможностями, которыми мы располагаем для их удовлетворения.

Обширность областей применения контактно-гидродинамической теории смазки (КГТС) в газотурбинном двигателе наглядно видна из диаграммы рис. 1.

Наряду с такими традиционными областями, как зубчатые передачи, подшипники качения и скольжения, все более актуальным становится применение КГТС в шлицевых соединениях, гидродинамических демпферах, снижающих вибрации двигателя, а также в так называемых «неподвижных» соединениях (резьбовых, фланцевых и др.), в которых под действием вибраций начинается относительное перемещение деталей.



Рис. 1. Области применения КГТС

Каждая из упомянутых областей обладает своими специфическими особенностями работы пары трения по скоростям, нагрузкам и т. д. Но всех их объединяет одно требование: с помощью смазки исключить износ и повреждение контактных поверхностей.

Рассмотрим задачу обеспечения высокой контактной прочности и противозадирной стойкости авиационных зубчатых передач, трудность создания которых заключается в том, что при минимальном весе и габаритах они должны работать надежно и длительно (5000—10000 часов и больше). При этом передаваемая мощность в одном агрегате может достигать 14000 л. с., а окружные скорости шестерни нередко превышают 100 м/сек.

Не менее важно обеспечить высокий к. п. д. передачи. Так, у отмеченной выше передачи мощностью 14000 л. с. при степени редукции 14 к. п. д. достигает 99,3%.

Дополнительным требованием является запуск двигателя при отрицательных температурах до 40°C без подогрева смазки, что обуславливает применение маловязких масел, обладающих недостаточной вязкостью при рабочих температурах.

Из сказанного очевидна роль смазки и контактно-гидродинамического эффекта, и не случайно, основные виды повреждения в зубчатой передаче — это заедание и выкрашивание профиля зуба, что нередко ведет к его поломке.

На рисунках 2, 3, 4 показаны типичные дефекты зубчатых передач.

Начало трещин (рис. 4) располагается около полюса зацепления, где наибольший коэффициент трения и наибольшие приведенные напряжения. Такое специфическое растрескивание профиля зуба связано с остаточными напряжениями растяжения, возникающими при шлифовке профиля цементированного зуба методом врезания (большая площадь зоны резания и неу-

довлетворительное охлаждение при снятии больших слоев металла).

Значительные трудности возникают при разработке конических зубчатых передач, работающих при повышенных температурах. Как известно, расчет шестерен на контактную стойкость основан на теории, разработанной Герцем еще в прошлом веке. Несмотря на

то, что влияние разности шагов, условия безударного входа и выхода зубьев из зацепления и др. учитываются довольно точно, общее состояние теории расчета быстроходных зубчатых передач на прочность нельзя признать удовлетворительным, поскольку она не учитывает такие факторы, как кромочные эффекты вследствие деформации зуба и всей шестерни, дискретность нагружения и колебания зуба в момент кон-

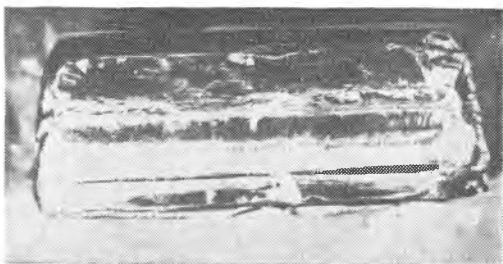


Рис. 2. Повреждение профиля зуба вследствие неудовлетворительной смазки и охлаждения

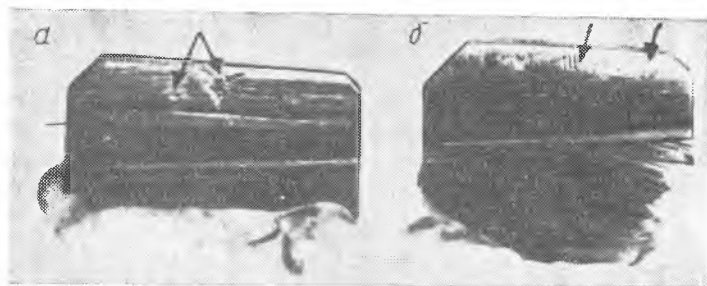


Рис. 3: а — выкрашивание, связанное с недостаточной твердостью профиля зуба; б — заедание по вершине зуба вследствие недостаточного фланкирования

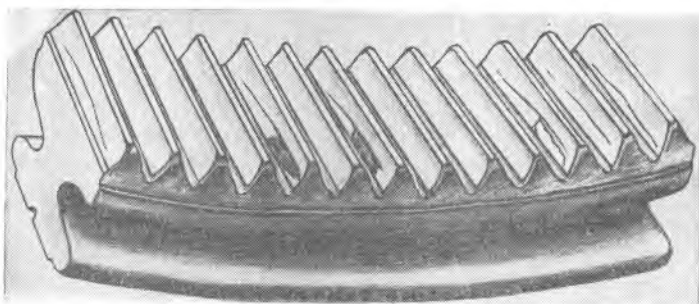


Рис. 4. Выкрашивание и растрескивание профиля венцовой шестерни

такта, температуру поверхности зубчатой передачи и смазочного слоя, скорость качения и скольжения и др. Более того, у нас нет надежного метода расчета необходимого количества масла для смазки и охлаждения передачи. При доводке редуктора большой мощности отмечено образование сетки трещин по профилю зуба, причину которого никак не удавалось установить. Было высказано предположение, что это связано с недостаточным охлаждением профиля зуба при смазке «барботажем». Введение «веерного» по длине зуба подвода смазки на входе и форсуночного охлаждения маслом на выходе из зацепления устранило дефект.

Отсутствие теоретического анализа необходимого количества масла для смазки и охлаждения передачи, места и способа его подвода с учетом скорости вращения шестерни, теплового состояния детали и его влияния на характеристики смазочного слоя существенно затрудняет проектирование и требует длительных и дорогостоящих доводочных испытаний зубчатых передач непосредственно на двигателе.

В настоящее время запасы прочности по зубу шестерен находятся в пределах 2÷3. В производстве строго контролируется правильность профиля зуба, разница шагов, блочный размер, выдерживаются очень жесткие требования к процентному содержанию углерода и распределению его по глубине цементированного слоя, все шестерни подвергаются обдувке дробью и виброгалтовке для создания сжимающих напряжений.

Тот факт, что при доводке высокоскоростных и высокотемпературных передач имеются заедания и износы по профилю зуба, свидетельствует о необходимости дальнейших поисков и теоретических исследований в области контактной гидродинамики, что позволит вести расчет шестерен с учетом всех эксплуатационных и технологических факторов, отмеченных выше.

Проблемы, возникающие при доводке подшипников, во многом сходны с теми, которые относятся к зубчатым передачам. Однако имеется ряд особенностей, на которых необходимо остановиться специально. При этом хотелось бы сразу отметить, что в современных двигателях работоспособность и надежность подшипников должна обеспечиваться в условиях крайне ограниченных возможностей отбора тепла от отработанного масла. Масло в двигателе используется непрерывно, проходя перед поступлением на смазку операцию отделения от воздуха, фильтрацию и затем охлаждение в радиаторе. Тепло от масла отбирается при помощи топлива, хладозапас которого ограничен и непрерывно уменьшается вследствие нагрева его в полете, особенно сверхзвуковым. Это обстоятельство привело к тому, что за последние годы температура масла на входе в двигатель возросла с 80°C до 180°C, что резко снизило его охлаждающие способности.



Рис. 5. Структурная схема особенностей работы авиационных подшипников

Другие особенности работы подшипников схематически приведены на рис. 5.

Наряду с тем, что нагрузка, скорости, температуры порой достигают предельных значений, дополнительные трудности вытекают из того, что эти параметры изменяются в очень широком диапазоне. Для иллюстрации на рис. 6 приведен график изменения по оборотам осевой нагрузки на радиально-упорный шариковый подшипник ротора высокого давления одного из ГТД. Резкое изменение осевой силы на 2,5 тонны связано с необходимостью форсировать режим работы двигателя.

В высокоскоростном подшипнике осевая нагрузка должна быть определенной величины, чтобы предотвратить недопустимо большое скольжение шариков, возникающее под действием центробежных сил шарика. Поэтому подшипники из обычной подшипниковой стали в этом узле оказались не работоспособны, и только переход на износостойкую инструментальную сталь позволил устранить износ шариков. Следует отметить, что при низких рабочих температурах, когда вязкость масла велика и толщина смазочного слоя достаточна, подобный дефект не проявлялся.

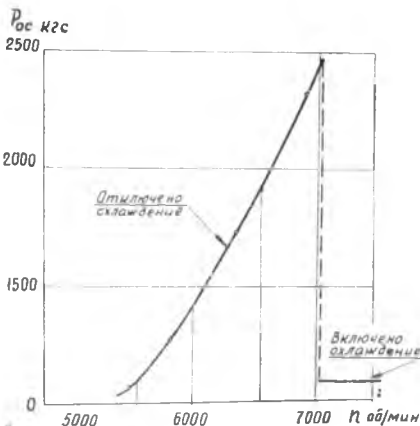


Рис. 6. График изменения осевой нагрузки на радиально-упорный шариковый подшипник ротора высокого давления одного из ГТД в зависимости от оборотов

Выкращивание беговой до-

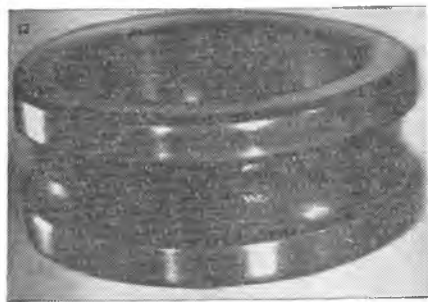
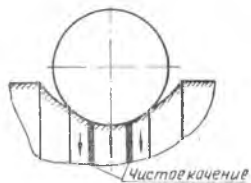


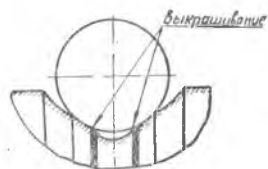
Рис. 7: а — выкрашивание беговой дорожки шарикового подшипника, связанное с износом центральной зоны желоба при повышенной температуре смазки; б — изменение геометрии желоба и причины выкрашивания в точках чистого качения

Контакт под нагрузкой



б

Контакт без нагрузки после износа средней зоны



рожки шарикового подшипника, связанное с износом центральной зоны желоба при повышенной температуре смазки, показано на рис. 7а.

Изменение геометрии желоба и объяснение причины выкрашивания в точках чистого качения приведены на рис. 7б.

На рис. 7 показан характерный износ беговой дорожки подшипника и шариков при резком запуске изделия, когда вследствие проскальзывания наступает разрыв смазочной пленки, сопровождаемый повреждением контактных поверхностей.

В работе подшипников важное значение имеет обеспечение надежности. Ввиду быстротходности авиаподшипников даже незначительные непорядности в их работе приводят к быстрому разрушению подшипника, а это дефект аварийный не только для двигателя, но зачастую и для самолета. Принятые в промышленности нормы, допускающие выход из строя 10% подшипников, естественно, неприменимы для авиадвигателя. Обеспечение надежной работы подшипников авиадвигателя невозможно без выполнения обширного комплекса мер, перечисленных на рис. 8. В их числе оптимальное конструирование подшипника занимает ведущее место. Однако необходимо констатировать серьезное отставание в этом вопросе. Передовые зарубежные фирмы уже давно перешли на проектирование подшипника «по месту», т. е. на проектирование с учетом конструктивных особенностей узла, теплового режима, условий подвода смазки, удобства сборки узла и др. Мы же вынуждены практически перетяжелить конструкцию, применяя «стандартные» подшипники, которые часто в конкретных условиях работы недостаточно надежны с точки зрения оптимальных соотношений параметров желобов. Неслучаен поэтому и огульный подход в



Рис. 8. Структурная схема мер по обеспечению надежности работы подшипников качения

применении радиально-упорных подшипников. Если раньше подшипники с четырехточечным контактом устанавливались во все конструкции, то сейчас их заменяют подшипниками с двухточечным контактом.

На одном предприятии ранее удовлетворительно работавшие четырехточечные подшипники стали сниматься с эксплуатации из-за следов проскальзывания на беговой дорожке. Были успешно испытаны подшипники с двухточечным контактом, однако, последующие партии их стали работать с теми же дефектами, которые были и у подшипников с четырехточечным контактом.

Этот пример свидетельствует о том, что решение о переходе на подшипники с двухточечным контактом было принято без должного понимания физической сущности и причин внезапного ухудшения работы подшипников с четырехточечным контактом.

Более подробный анализ показал, что аналогичное явление имело место на другом предприятии, но уже на подшипнике с двухточечным контактом, и было связано с изменением финишной обработки беговой дорожки. Дефект был устранен введением строгой регламентации обработки беговой дорожки для достижения оптимальной шероховатости.

На рис. 9 показана зависимость долговечности подшипника от отношения толщины смазочного слоя h к среднеквадратичной шероховатости поверхностей в месте контакта σ . Из графика следует, что повышение вязкости смазки за счет низкой рабочей температуры (95°C , точка 3) увеличивает отношение толщины смазочного слоя к шероховатости и сопровождается повышением долговечности по сравнению с долговечностью при более

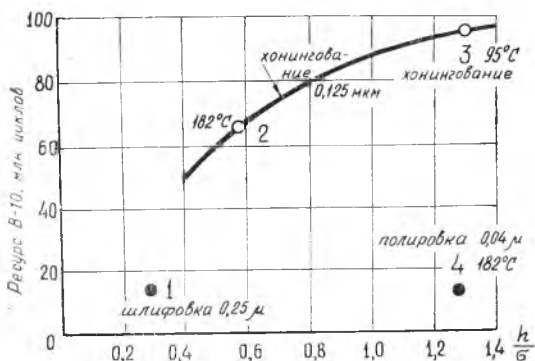


Рис. 9. Зависимость долговечности подшипника от отношения толщины смазочного слоя к среднеквадратичной шероховатости поверхностей в месте контакта

высокой рабочей температуре (182°C, точка 2). Это хорошо согласуется с контактно-гидродинамической теорией смазки. Испытания велись на образцах с шероховатостью 0,125 мкм, полученной хонингованием (точки 2 и 3). Закономерной является низкая долговечность шлифованного образца (точка 1). Однако полированный образец (точка 4), шероховатость которого в 25 раз меньше, чем у хонингованного, показал существенно меньшую долговечность, чем у последнего. Вместе с тем, имеется ряд исследований, свидетельствующих о том, что с ростом отношения толщины смазочного слоя к шероховатости поверхности долговечность должна возрастать.

Пример полированного образца показал, что при анализе влияния условий трения должна приниматься во внимание и возможность увеличения проскальзывания при чрезмерном повышении чистоты поверхности.

Подобные явления имеются и в нашей практике. Так, на подшипнике В176130Б3Т2 одновременно с повышением его класса точности при финишной операции была использована сверхмелкая алмазная шкурка. Хотя замеренные профилометром показатели шероховатости поверхности изменились незначительно, текстура поверхности беговой дорожки подшипника претерпела существенное изменение. В результате значительное количество подшипников бракуется при сдаточном испытании изделия вследствие повреждения беговых дорожек от проскальзывания. Оптимальное проектирование должно базироваться на обоснованных, увязанных с практикой теоретических расчетах, среди которых определение оптимальной геометрии желобов подшипника, зазоров в сепараторе и т. д. является наиболее актуальным.

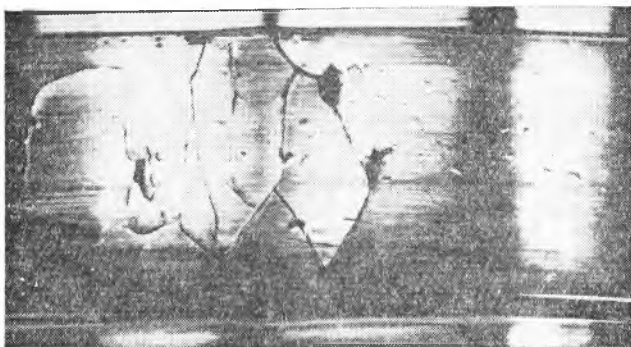


Рис. 10. Повреждение наружного кольца подшипника шлифовкой

Серьезный недостаток существующего метода расчета подшипников заключается в том, что подшипник рассматривается изолированно, вне узла, в котором он работает. В результате влияние деформации опор, поворота вала и корпуса под нагрузкой или вследствие тепловых расширений не учитывается расчетом, что снижает его надежность или ведет к неоправданно большим запасам, к перетяжелению конструкции. Однако это не всегда приводит к повышению надежности подшипника. Оптимальная конструкция подшипника только тогда будет работать надежно, когда подшипник изготовлен качественно. Понятие качества подшипника обширно и многогранно, охватывает и технологию, и контроль. Мы остановимся только на примере того, как слабость теоретических расчетов и низкая культура проектирования влекут за собой недостатки контроля и ошибки в технологии.

Часто наиболее важный параметр — радиус желоба контролируется «на глазок», т. е. по шаблону на просвет и выполняется с одинаковой точностью как в подшипнике, устанавливаемом на бытовую машину, так и на сверхзвуковой лайнер. Неудивительно, что величина разброса по углу контакта в радиально-упорных подшипниках превышает номинальный угол контакта. Только по этой причине разброс долговечности подшипника имеет 10-кратную величину.

Большое значение для надежности подшипника имеет правильно построенный технологический процесс изготовления подшипника и его строгое соблюдение. Результат неудовлетворительной организации технологического процесса представлен на рис. 10. Это повреждение наружного кольца подшипника шлифовкой; проявилось оно после относительно кратковременного комиссионного испытания изделия. Обследование технологического процесса на заводе-поставщике показало, что такого дефекта быть не должно, да и само кольцо имело два клейма

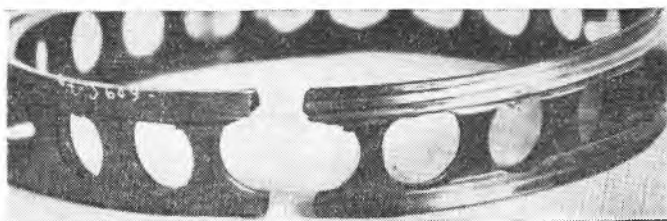


Рис. 11. Усталостная поломка перемычки сепаратора, связанная с повышенными нагрузками на перемычки

контроля на шлифовочные ожоги. Однако в технологии имелась приниска, допускающая «подшлифовку» кольца в случае, если на окончательной сборке не получаются радиальные зазоры. Это и послужило причиной такого непредвиденного дефекта, поскольку повторный контроль после доработки не был предусмотрен.

Опасность шлифовочного повреждения беговой дорожки давно известна. Известны и методы борьбы с отрицательным влиянием этой операции. В ответственных изделиях все беговые дорожки подшлифовывают, как и другие сильно нагруженные детали, подвергаются либо виброупрочнению стальными шариками, либо обдуваются дробью для создания сжимающих напряжений.

Аналогичный пример можно привести с внедрением виброупрочнения сепараторов наиболее ответственных подшипников ротора изделия. При доводке изделия на большой ресурс было отмечено несколько случаев усталостных поломок перемычек сепаратора (рис. 11), связанных с повышенными нагрузками на перемычки. Повышение нагрузок происходит вследствие трения по центрирующим поясам сепаратора. Усталостным поломкам способствуют также концентраторы напряжений в виде рисок и острых углов на кромках перемычек, которые неизбежны при ручной зачистке кромок. Проведенные на нашем предприятии работы показали, что виброупрочнение сепаратора в некоторых случаях, позволяет поднять его усталостную прочность на 60%, что практически устраняет возможность поломки. Однако внедрение на ГПЗ этой прогрессивной обработки потребовало несколько лет. Нам пришлось не только детально отработать технологию виброупрочнения, но и изготовить и передать ГПЗ установки для проведения этой операции. Только после этого началась серийная поставка подшипников с виброгалтованными сепараторами.

Надежная работа подшипника тесно связана с методом получения ресурса подшипника и, соответственно, двигателя. Ресурс подшипников принято назначать по результатам эксплуа-

тации. Стендовая наработка и результаты расчетов долговечности хотя и имеют важное значение, но не являются решающими. В этих условиях существенную роль играет возможность своевременного обнаружения начала разрушения подшипника. В ряде ГТД наиболее ответственные подшипники снабжены термомпарами для контроля их температуры. Смазочное масло контролируется на наличие стружки как при стоянке самолета, так и в полете. Однако необходимо разработать более точные способы контроля непосредственно нарушений условий смазки подшипников, позволяющие эффективнее проводить модернизацию подшипников.

Следует особо отметить, что разработка методики ускоренных испытаний подшипников для определения их ресурса работы в изделии является одной из острейших проблем в доводке подшипников ГТД. При ресурсах свыше 5000 часов прямое испытание подшипника на изделии в условиях эксплуатации требует почти двух лет ежедневной работы. Совершенно очевидно, что только путем научно обоснованных стендовых ускоренных испытаний подшипника с последующей контрольной эксплуатацией партии изделий, снабженных дополнительными средствами контроля состояния подшипника, можно выйти из тупика, созданного увеличивающимся ресурсом изделий и потребностью надежной проверки модернизированных подшипников при их внедрении.

Несколько слов о подводе смазки к подшипникам. Как правило, подшипники чрезмерно переливаются маслом, но только часть его используется для смазки соприкасающихся элементов подшипника и отвода от него тепла, остальное расходуется напрасно. Более того, излишнее масло вызывает дополнительные затраты мощности на его перемешивание и способствует росту температуры подшипника. Обычно смазка подшипника осуществляется при помощи одной или нескольких форсунок, расположенных с одной стороны подшипника. Однако в ряде случаев такой подвод приводил к недопустимой неравномерности температуры по длине подшипника и был заменен двусторонним подводом смазки, уменьшающим неравномерность. Но и этот способ не может быть признан оптимальным, поскольку движение смазки в подшипнике крайне неопределенно, что ведет к большим потерям на ее перемешивание.

В последнее время наметилась тенденция подводить смазку непосредственно через отверстия на внутреннем кольце подшипника или при помощи специальных козырьков на сепараторе, обеспечивающих оптимальное движение смазки. Эти методы позволяют более эффективно охлаждать подшипник при минимальных прокачках масла. К сожалению, проходные каналы и величины прокачки смазки выбираются чисто эмпирически. Теоретические же исследования смазки и охлаждения подшипника в условиях различных тепловых потоков в окру-

жающих подшипник деталях еще ждут своего осуществления.

Говоря о подшипниках ГТД, нельзя не остановиться и на таком вопросе, как совместная работа подшипника и гидродинамического демпфера колебаний, который устанавливается практически на все наиболее важные опоры роторов. Назначение демпфера — уменьшить воздействие неуравновешенных сил ротора на возбуждение вибраций агрегатов, трубопроводов и др. Демпфер представляет собой своего рода подшипник скольжения, в котором происходит выдавливание смазки из зазора. Поэтому необходимо не только обеспечить длительную работу без износов деталей самого демпфера, но и оценить его влияние на работу подшипника, установленного в демпфер.

Мы уже говорили о ряде проблем, возникающих при создании подшипниковых узлов ГТД с повышенными требованиями к их работоспособности и надежности. Действительно, можно видеть, что в этих условиях имеет большое значение разработка таких методов расчета, которые бы учитывали все особенности реальной работы подшипников. Поскольку многие явления, связанные с работой подшипника, имеют дискретный характер, хотелось бы на первых порах получить интегральные, обобщенные методики расчета. Они бы позволили более глубоко подойти к практическому построению оптимальной системы условий работы подшипника. Очень важно уметь рассчитать и создать оптимальные условия работы сепаратора, особенно при переменных режимах и при наличии производственных отклонений в виде овальности беговых дорожек или конусности и дисбаланса сепаратора.

Серьезного внимания заслуживает исследование изменения свойств смазки при входе в нагруженную зону контакта и выходе из этой зоны. При действии значительных контактных усилий и высоких местных температур не исключено возникновение химических процессов в смазке. У некоторых высокотемпературных масел отмечается так называемый «размол» молекул, сопровождающийся существенным изменением вязкости и других свойств.

Отмеченные обстоятельства оказывают влияние на достоверность определения такого важного в контактно-гидродинамической теории параметра, как толщина смазочного слоя в условиях реальных нагрузок, с учетом скоростей нагружения, реальной топографии соприкасающихся поверхностей и свойств смазки. Все эти вопросы стоят на повестке дня перед специалистами по контактной гидродинамике.

Роль смазки и контактно-гидродинамической теории в создании наиболее ответственных машин огромна, и ее значение для народного хозяйства трудно переоценить.

Хотелось бы пожелать, чтобы все дальнейшие работы были тесно увязаны с практикой. Активность научных исследований должна реализовываться в практике машиностроения.