

объемной трансмиссией позволяет:

- Подводить к колесам транспортного средства безразрывный поток мощности во всем силовом и скоростном диапазоне с жесткой моментной характеристикой.
- Предотвратить буксование колес за счёт подвода к каждому из них такого крутящего момента, который может быть реализован по сцеплению с грунтом.
- Получать низкие (< 1 км/ч) «ползучие» скорости движения по грунту без ограничения по времени.
- Обеспечить работу двигателя при постоянной частоте вращения в наиболее экономичном режиме, что значительно уменьшает выброс вредных веществ в атмосферу.

Заключение

Итак, в представленной статье было показано, что путём построения системы управления по оптимальной схеме с учётом приведённых зависимостей при разработке алгоритмов управления достигается комплексное совершенствование автомобиля высокой проходимости, в частности, улучшаются его энергетические и экологические показатели.

Литература

1. Шухман С.Б., Бахмутов С.В., Маляревич В.Э. Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС. «Автомобильная промышленность», 2007, № 3, с. 15-18.
2. Курмаев Р.Х., Малкин М.А. Построение и опыт реализации автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного автомобиля. Материалы международной научно-технической конференции, посвящённой 70-летию кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2006 г., с. 82-88.

Влияние геометрической формы канала на интенсивность охлаждения шарикоподшипников быстроходного турбокомпрессора с помощью фитильной смазки

д.т.н., проф. Кустарёв Ю.С., д.т.н., проф. Меркулов В.И., Валеев А.Г.
МГТУ «МАМИ»

Исследование влияния геометрической формы канала на интенсивность охлаждения шарикоподшипников быстроходного турбокомпрессора с помощью фитильной смазки является продолжением работы [1], в которой было установлено, что ресурс подшипникового узла высокооборотного авиационного турбохолодильника может быть повышен за счёт интенсификации масляного охлаждения внутреннего кольца подшипника качения путём изменения геометрической формы масляных каналов. Данная работа посвящена оптимизации подвода смазки.

Для решения поставленной задачи, как и в прошлой работе, было проведено численное моделирование течения двухфазного потока в каналах узла подшипника турбохолодильника. Трёхмерная задача была решена в конечно-элементном комплексе ANSYS CFX. В каналах подшипникового узла моделировалось вязкое, турбулентное течение масляно-воздушной смеси. Для расчёта использовалась модель турбулентности SST [2].

Исследования проводились для канала с исходной геометрией, а также для каналов с конической вставкой (1), угол α которой варьировался в расчёте (рис. 1).

Также расчёт был проведён для двух вариантов конструкции внутреннего кольца подшипника. Первый – исходный вариант со скошенным внутренним кольцом (рис. 1), второй – с прямым внутренним кольцом. Расчётная модель включала входной участок перед подшипником, каналы в подшипнике, межлопаточные каналы вентилятора (2) и выходную (из вентилятора) полость. Расчёт был проведён с учётом вращения вала, вентилятора, стоящего за подшипником, и самого подшипника.

Результаты расчетов приведены на рисунках 2, 3, 4, 5, 6. Хорошо видно, что в исходной конструкции (рис. 2) на беговой дорожке внутреннего кольца имеются зоны с пониженной

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.
концентрацией масла. Установка конической вставки с различными углами α и изменение геометрии внутреннего кольца подшипника позволяют в различной степени увеличить концентрацию масла на внутреннем кольце по сравнению с исходной геометрией.

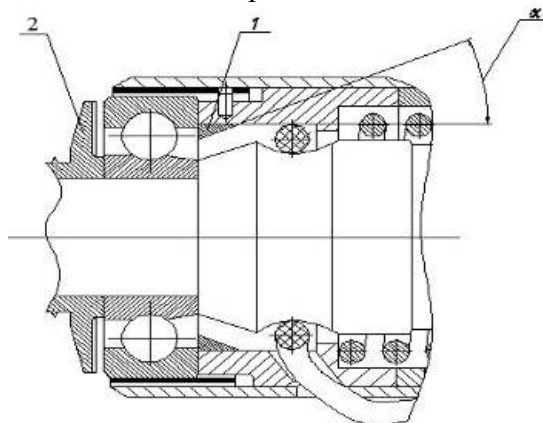


Рис. 1. Конструкция подшипникового узла с конической вставкой:
1 – коническая вставка; 2 – вентилятор.

Установка конической вставки так или иначе повышает концентрацию масла на внутреннем кольце подшипника по сравнению с исходной геометрией ($\alpha = 0$). Наибольшей средней концентрации масла на внутреннем кольце подшипника (2,3%) позволяет добиться конструкция с $\alpha = 35^\circ$ и прямым внутренним кольцом (рис. 6).

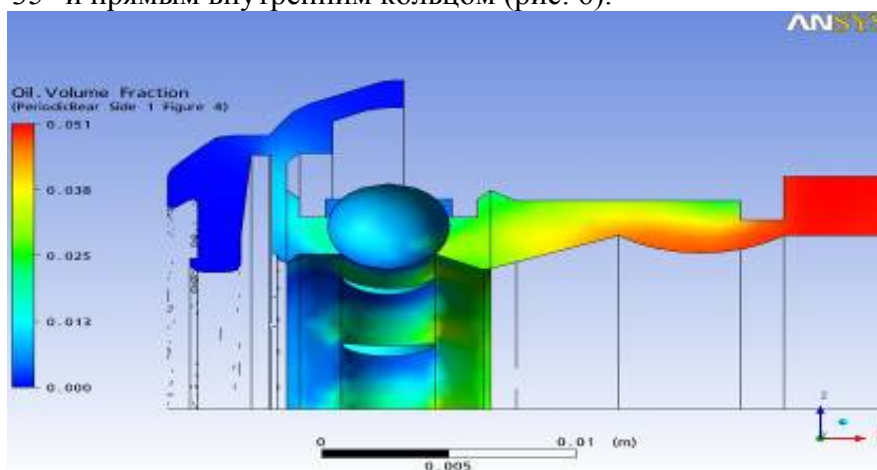


Рис. 2. Исходная геометрия. Средняя концентрация масла на внутреннем кольце 1,4%.

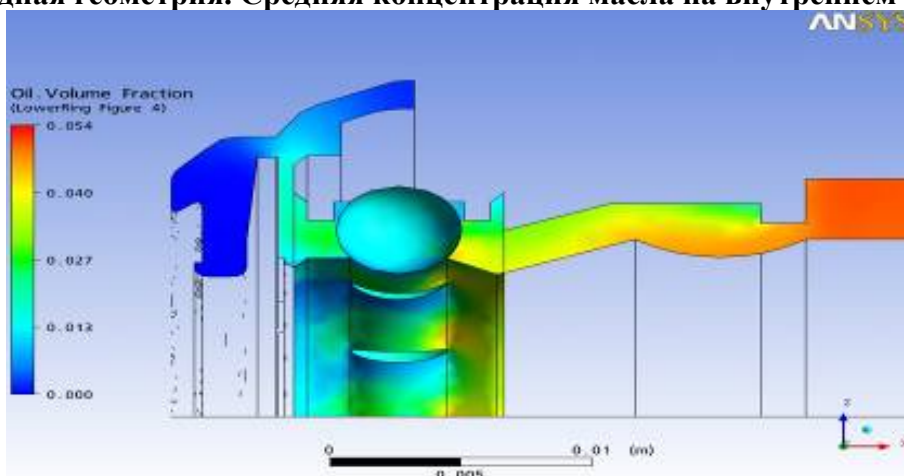


Рис. 3. Угол наклона конической вставки $\alpha=20^\circ$. Средняя концентрация масла на внутреннем кольце 2,1%.

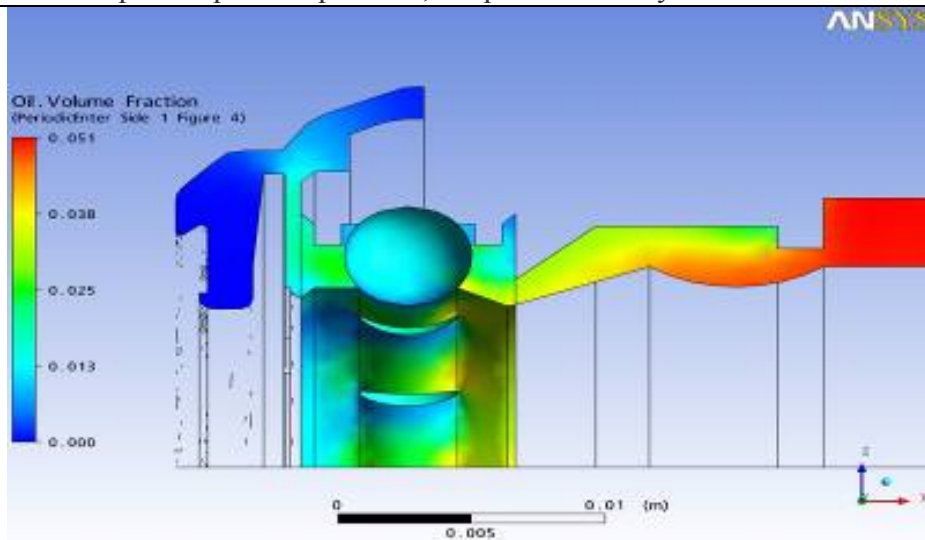


Рис. 4. Угол наклона конической вставки $\alpha=40^\circ$. Средняя концентрация масла на внутреннем кольце 2,1%.

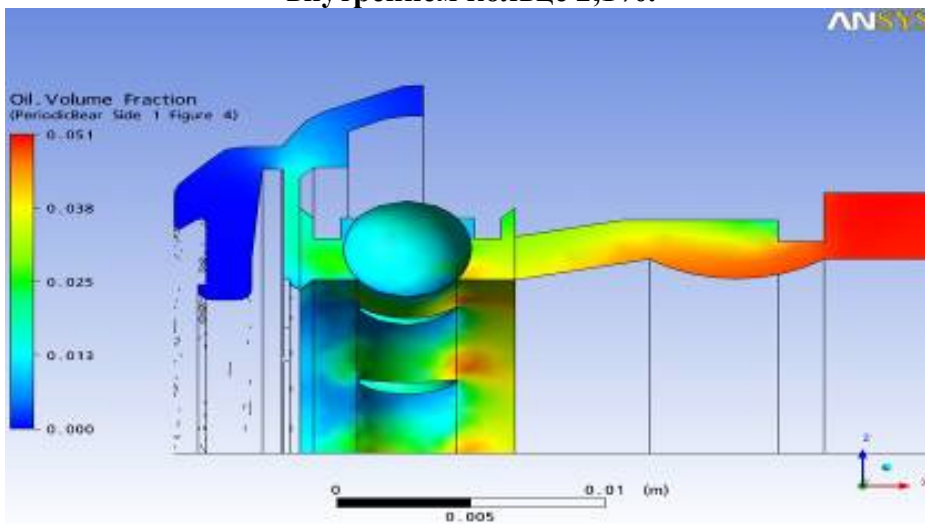


Рис. 5. Средняя концентрация масла на внутреннем кольце 2,1%. Угол наклона конической вставки $\alpha=11^\circ$, подшипник с прямым внутренним кольцом.

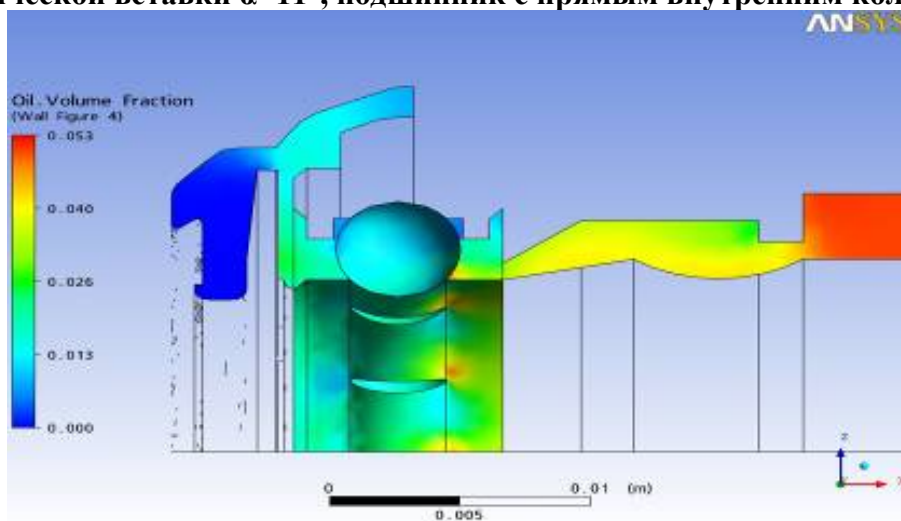


Рис. 6. Угол наклона конической вставки $\alpha=35^\circ$, подшипник с прямым внутренним кольцом. Средняя концентрация масла на внутреннем кольце 2,3%.

Выводы

1. Проведённое численное моделирование течения масляно-воздушной смеси в каналах подшипникового узла показало наличие масляного голодания внутреннего кольца подшипника в исходной конструкции.
2. Найдена оптимальная конструкция масляно-воздушных каналов подшипникового узла, позволяющая существенно повысить концентрацию масла на внутреннем кольце подшипника.

Литература

1. Кустарёв Ю.С., Меркулов В.И., Костюков А.В., Валеев А.Г., Плыкин М.Е. Пути повышения ресурса подшипниковых узлов высокооборотных турбомашин с фитильной смазкой. – Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (4), 2007.
2. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. – Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001.

Анализ прочности и долговечности деталей ходовой части на ранней стадии проектирования автомобиля

к.т.н., доц. Лата В.Н., Марков С.В., Ерёменко А.А., Елховикова А.П.
ТГУ, ОАО «АВТОВАЗ»

Необходимость сокращения сроков от начала разработки до постановки на производство, снижения затрат на разработку, повышения качества и научно-технического уровня автомобиля заставляют автопроизводителей совершенствовать технологию проектирования. Бурное развитие компьютерной техники сопровождается внедрением её во все области хозяйственной деятельности человека, и автомобильная промышленность не является исключением. С каждым годом методы математического моделирования все шире интегрируются в процесс разработки автомобиля, и сейчас уже на ранних стадиях проектирования имеется возможность создания виртуальной модели автомобиля, на которой проверяются различные аспекты его функционирования. Моделирование виртуальных испытаний как в целом автомобиля, так и отдельно его узлов и деталей позволяет конструктору оперативно оценивать работоспособность создаваемой конструкции, что снижает риск принятия неверного решения, приводит к сокращению сроков и затрат на проектирование, повышает качество создаваемой продукции.

Основной целью работы является создание методики, позволяющей на ранних стадиях проектирования автомобиля при отсутствии физического прототипа проводить первоначальный анализ прочности и долговечности деталей ходовой части автомобиля.

Определяемся с режимами движения автомобиля, для которых будет оцениваться прочность деталей ходовой части. Выбираются случаи нагружения, покрывающие 90% возможных режимов движения автомобиля, которые характеризуются максимально возможными ускорениями, реализуемыми на неподрессоренных частях подвесок, и в зависимости от веса, приходящегося на колесо, пересчитываются в силы, действующие на него в различных режимах движения.

Пример выбранных режимов движения и соответствующих коэффициентов приведен в таблице 1.

Критерием оценки является не превышение эквивалентных напряжений, возникающих в детали, предела текучести: $\sigma_{э\text{кв}} < \sigma_{02}$

Для предварительной оценки долговечности используются нагрузочные режимы (см. таблицу 2), аналогичные режимам, используемым при анализе на прочность, но с учетом того, что они должны составлять 0.5 ... 0.7 от максимальных величин. При этом деталь должна выдержать 200 000 циклов нагружения, т.е. выработать 90% ресурс.