

1. Micropeg Manipulation with a Compliant Microgripper / W. H. Lee, B. H. Kang, Y. S. Oh et al. // International Conference on Robotics and Automation, September. – Taipei : IEEE, 2003. – P. 3213–3218.
2. Mechanical Structures for Robotic Hands based on the “Compliant Mechanism”. Concept / F. Lotti, P. Tiezzi, G. Vassura et al. // 7th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation 'ASTRA 2002' on 19–21 Nov. 2002, ESTEC. – Noordwijk, 2002. – P. 1–8.
3. Chen, W. J. Design of a Flexure-based Gripper used in Optical Fiber Handling / W. J. Chen, W. Lin // 2004 IEEE International Conference on Robotics, Automation and Mechatronics (ICRAM 2004), Singapore, 1–3 Dec. 2004. – P. 1–7.
4. Ильясов, Б. Г. Интеллектуальные технологии, построение микромеханических и микроробототехнических систем с использованием виртуальной среды. Мехатроника, автоматизация, управление / Б. Г. Ильясов, О. В. Даринцев, А.Б. Мигранов // Труды первой Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. – М. : Новые технологии, 2004. – С. 55–58.

УДК 629.33.027.2+62-752

М. И. Фесина, кандидат технических наук, начальник отдела;

В. Е. Рогожкин, инженер-конструктор;

С. В. Горбунов, инженер-конструктор;

В. А. Никонов, инженер-конструктор;

Л. А. Черепанов, инженер-конструктор

Отдел исследования шума и виброкомфорта научно-технического центра

ОАО «АВТОВАЗ», г. Тольятти

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ВИБРОКОМФОРТНОГО СОСТОЯНИЯ РУЛЕВОГО КОЛЕСА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье представлено исследование возможностей улучшения виброкомфортного состояния рулевого колеса автомобиля за счет следующих мероприятий: изменение частоты возбуждения от работы двигателя, рациональный выбор весовых параметров составных элементов колебательной системы, применение динамического виброгасителя.

Введение

При разработке конструкции легкового автомобиля существенное внимание уделяется его виброкомфарту. На формирование общего мнения о виброкомфрте автомобиля значительное влияние может оказывать виброактивность (виброкомфорт) рулевого колеса. Поскольку руки водителя находятся в постоянном контакте с автомобилем, высокая виброактивность рулевого колеса вызывает негативное впечатление о виброкомфрте автомобиля в целом. Известны различные способы и устройства, применяемые для улучшения виброкомфортного состояния рулевого колеса легкового автомобиля, эффективность некоторых из них оценена в представленной работе.

1. Исследование возможностей улучшения виброкомфортного состояния рулевого колеса автомобиля за счет изменения частоты возбуждения от работы двигателя

Изменение частоты динамического возбуждения от рабочего процесса двигателя (как правило – ее уменьшение) на паспортном режиме холостого хода может оказаться эффективной мерой снижения низкочастотной вибрации рулевого колеса, при наличии выраженного резонанса, обусловленного совпадением значений

собственной (f_c) и вынужденной (f_b) частот колебательной системы «рулевое колесо на рулевой колонке». Некоторые автопроизводители, например, Фольксваген, Пежо, Тойота, достаточно широко используют этот прием в разработках конструкций легковых автомобилей.

Например, для обеспечения эффекта снижения вибрации рулевого колеса в модели VW Golf 5, по сравнению с предыдущей моделью автомобиля VW Golf 4, номинальные паспортные обороты холостого хода были снижены на 90 об/мин (с 750 до 660 об/мин). Наряду с одновременной конструктивной реализацией мероприятий по увеличению значения собственной частоты изгибных колебаний механической системы «рулевое колесо на рулевой колонке» f_c , обеспечившей ее возрастание с $f_c = 28$ Гц (VW Golf 4) до $f_c = 36$ Гц (VW Golf 5), при снижении частоты динамического возбуждения с $f_b = 25$ Гц (750 об/мин) до $f_b = 22$ Гц (660 об/мин) это позволило существенно (в 3,3 раза) снизить уровни виброускорений рулевого колеса на оборотах холостого хода двигателя.

Экспериментальные исследования эффективности изменения числа оборотов холостого хода двигателя в широком диапазоне от 600 до 1 500 об/мин для выявления возможных резонансных режимов колебаний, оценки потенциальных возможностей снижения виброускорений и улучшения виброкомфорта рулевого колеса производились на опытном образце переднеприводного легкового автомобиля ВАЗ класса С. Исследования показали, что на режиме работы двигателя на паспортных номинальных оборотах холостого хода (800 об/мин) исследуемый образец автомобиля характеризуется достаточно высокими уровнями вибрации рулевого колеса, обусловленным недопустимой близостью частоты собственных изгибных колебаний рулевой колонки с рулевым колесом в сборе ($f_c = 25,3$ Гц) с частотой ее внешнего динамического возбуждения 2-й моторной гармоникой двигателя ($f_b = 2n_{дв} / 60 = 26,7$ Гц на $n_{дв} = 800$ об/мин).

Частотные характеристики механической колебательной системы «рулевое колесо на рулевой колонке» указанного образца легкового автомобиля представлены на рис. 1, а.

Общие уровни виброускорений рулевого колеса, замеренные на оборотах холостого хода двигателя, устанавливаемых пошагово через 20 об/мин (в диапазоне 600...1 500 об/мин), представлены на рис. 1, б.

Как следует из результатов испытаний, при увеличении оборотов холостого хода двигателя с 800 мин⁻¹ до 1 000...1 120 мин⁻¹, вертикальные виброускорения рулевого колеса снизились в 3,6...4,3 раза. Проведенный эксперимент наглядно иллюстрирует потенциальные возможности целенаправленного изменения частоты динамического возбуждения (паспортных номинальных оборотов холостого хода), производимого работой двигателя для исключения (частичного ослабления) резонансного режима вибрации рулевого колеса и улучшения параметров виброкомфорта автомобиля в отношении снижения локальной вибрации, передаваемой рулевым колесом на руки водителя.

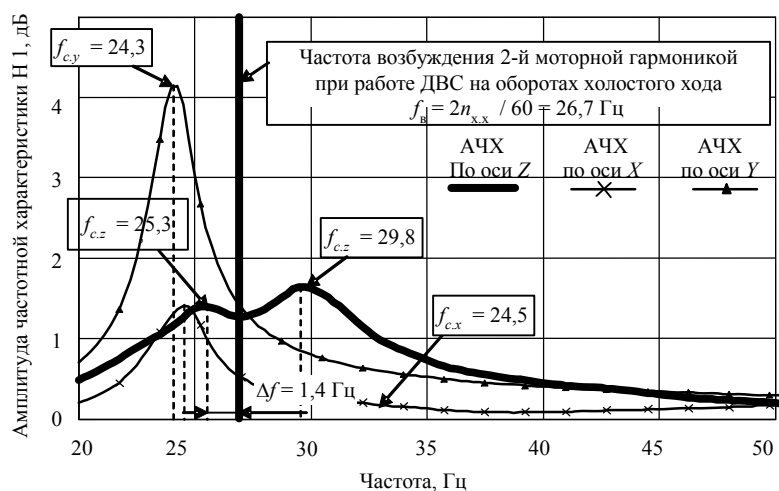


Рис. 1, а. Частотные характеристики Н1 рулевого колеса на рулевой колонке

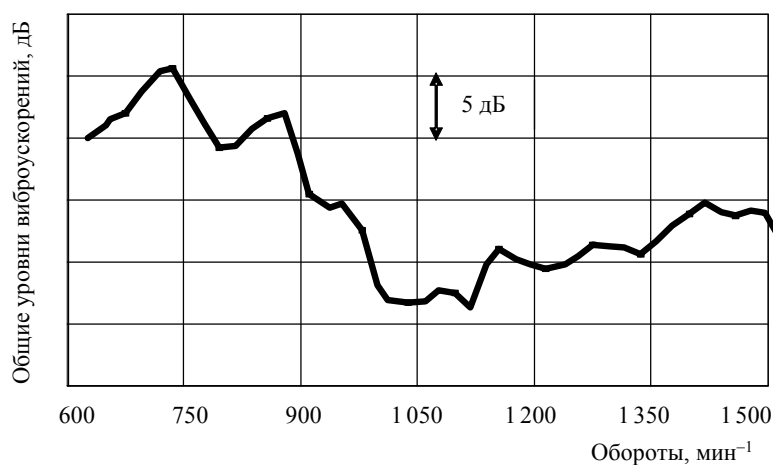


Рис. 1, б. Общие уровни вертикальных виброускорений рулевого колеса на оборотах холостого хода

2. Исследование возможностей улучшения виброкомфортного состояния рулевого колеса автомобиля за счет изменения весовых параметров составных элементов колебательной системы «рулевое колесо на рулевой колонке»

Значение собственной частоты механических колебаний системы «рулевое колесо на рулевой колонке» зависит от величин колеблющихся масс и жесткости составных элементов колебательной системы. Исследования влияния массы рулевого колеса на собственную частоту колебаний механической системы «рулевое колесо на рулевой колонке» были проведены на опытном образце переднеприводного автомобиля ВАЗ класса В. Были рассмотрены конструктивные варианты изменения величины колеблющейся массы за счет установки трех вариантов рулевых колес различного веса. Исследовались, в частности, рулевое колесо массой 2,81 кг (вари-

ант 1) – принятое за базовый вариант, рулевое колесо массой 2,1 кг (вариант 2) и рулевое колесо массой 1,68 кг (вариант 3). Результаты исследований представлены на рис. 2. Результаты экспериментальных исследований показали, что при уменьшении массы рулевого колеса относительно базового варианта 1 на 0,71 кг – вариант 2 и на 1,13 кг – вариант 3, частота собственных изгибных колебаний (f_c) механической колебательной системы «рулевая колонка в сборе с рулевым колесом» увеличивается, соответственно, на 3 Гц и на 5,5 Гц, вызывая заметное ослабление резонансных вибраций рулевого колеса в 1,4 и 2,2 раза (варианты 2 и 3) относительно базового варианта, что, как следствие, обеспечило улучшение виброкомфорта.

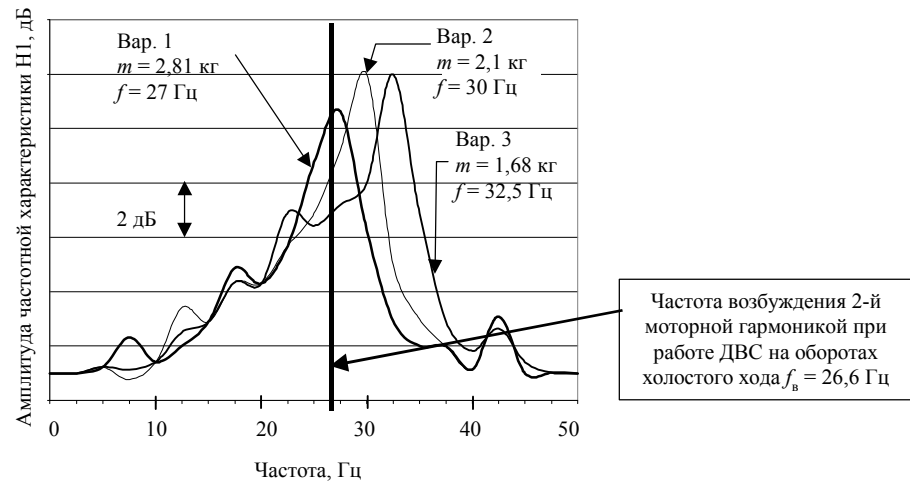


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики колебаний исследованных вариантов рулевых колес

3. Исследование возможностей улучшения виброкомфортного состояния рулевого колеса автомобиля за счет применения динамического виброгасителя

Часто бывает технически и экономически оправдано установить на резонансовибрирующий проблемный узел автономный динамический виброгаситель, настроенный на частоту колебаний вынуждающей силы (f_v) на данном резонансном режиме динамического возбуждения (например, на паспортных номинальных оборотах холостого хода двигателя). Исследования эффективности применения динамического виброгасителя в конструкции рулевой колонки для снижения ее виброактивности были проведены на опытном образце переднеприводного легкового автомобиля ВАЗ класса С. Экспериментальные исследования показали, что на режиме работы двигателя на номинальных паспортных оборотах холостого хода ($n_{дв} = 850$ об/мин) исследуемый образец автомобиля имеет достаточно высокие уровни вибрации рулевого колеса, обусловленные близостью частот собственных изгибных колебаний (f_c) рулевой колонки в сборе с рулевым колесом (28 Гц) с частотой внешнего динамического возбуждения (f_v) 2-й моторной гармоникой двигателя на оборотах холостого хода ($2n_{дв} / 60 = 28,3$ Гц). Для оценки возможностей улучшения виброакустического комфорта рулевого колеса путем динамического гашения его резонансных колебаний был спроектирован и изготовлен макетный образец динамического виброгасителя массой $m = 0,56$ кг, настроенный на частоту

собственных колебаний $f_c = 28,5$ Гц, совпадающей, по сути, с частотой возбуждения рабочего процесса двигателя ($f_b = 28,3$ Гц). Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) колебаний макетного образца динамического виброгасителя, смонтированного на жестком основании пазовой плиты, в процессе его стендовых испытаний и частотной настройки, а также АЧХ, определенные на автомобиле, при установке рулевого колеса как в исходном состоянии (без установленного динамического виброгасителя), так и со смонтированным на нем макетным образцом динамического виброгасителя, представлены на рис. 3, а. Общие уровни виброускорений рулевого колеса на паспортных номинальных оборотах холостого хода двигателя ($n_{дв} = 850$ об/мин) представлены на рис. 3, б.

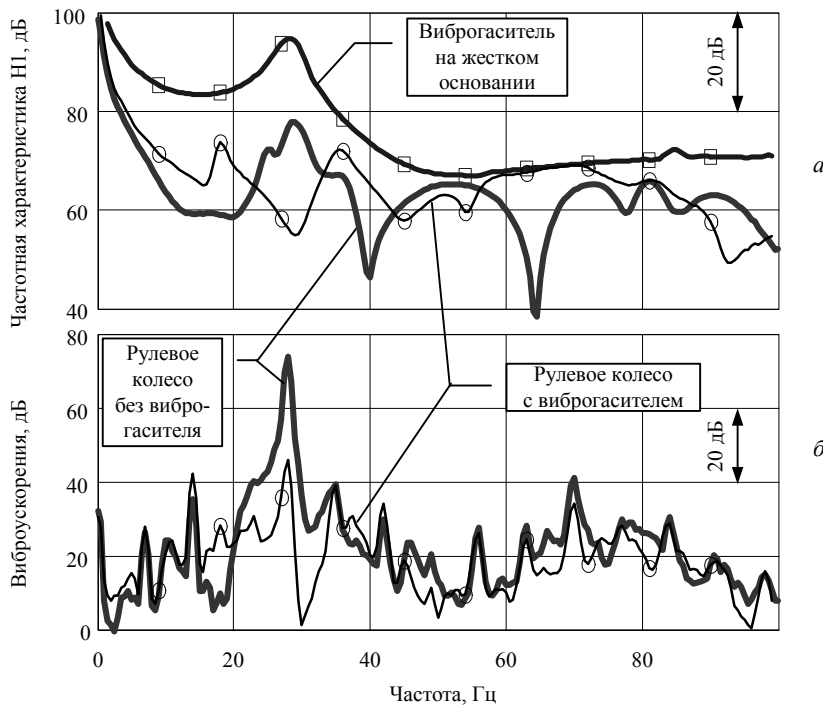


Рис. 3. а – амплитудно-частотные характеристики динамического виброгасителя, установленного на жестком основании пазовой плиты (определенные в стендовых условиях) и рулевого колеса, смонтированного на автомобиле, в исходном состоянии и с установленным динамическим виброгасителем ($m = 0,56$ кг, $f = 28,5$ Гц); б – уровни виброускорений рулевого колеса переднеприводного автомобиля ВАЗ класса С на оборотах холостого хода двигателя (850 об/мин) в исходном состоянии и с установленным динамическим виброгасителем ($m = 0,56$ кг, $f = 28,5$ Гц)

Как следует из приведенных на рис. 3, а результатов лабораторных испытаний, при монтаже на рулевом колесе опытного макетного образца динамического виброгасителя в АЧХ отмечено характерное разбиение собственной частоты колебаний рулевой колонки с $f_c = 28$ Гц (в исходном состоянии конструкции рулевого управления автомобиля) на две частоты колебаний $f_1 = 18$ и $f_2 = 36$ Гц с соответствующим снижением амплитуд динамических откликов на 4...6 дБ. Как следует из

рис. 3, б, при установке макетного образца динамического виброгасителя, смонтированного на рулевом колесе легкового автомобиля, средние квадратические значения вертикальных виброускорений рулевого колеса на паспортных номинальных оборотах холостого хода двигателя снизились в 16 раз.

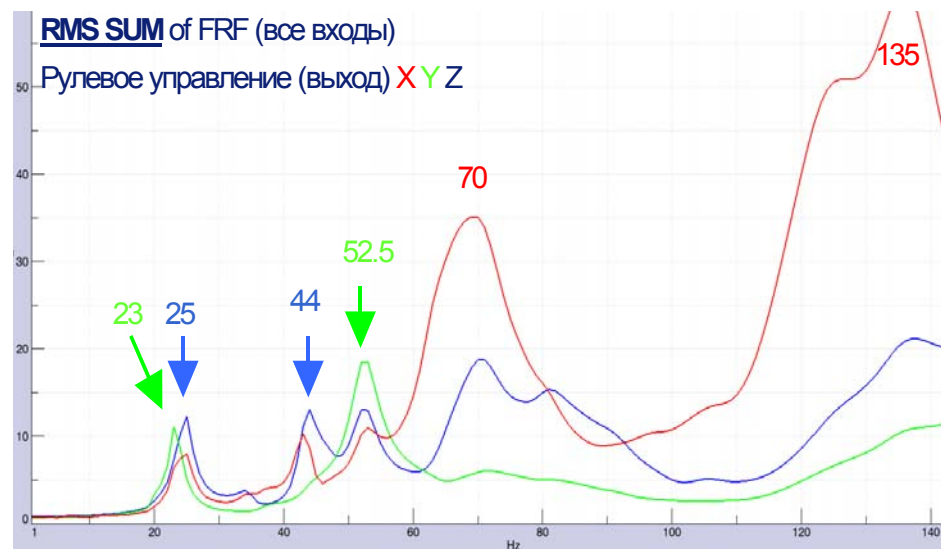
4. Применение расчетного комплекса Virtual Lab R6A для оптимизации виброакустических параметров рулевого колеса

Расчетный метод позволяет уже на ранних стадиях проектирования за относительно короткий срок рассчитать виброакустические параметры различных вариантов конструкции, принять решение о возможности ее применения в разрабатываемом автомобиле и провести ее оптимизацию.

Данный расчетный метод применен для оптимизации виброакустических параметров системы «рулевое колесо на рулевой колонке» при проектировании переднеприводного автомобиля ВАЗ класса С.

Для этого создается математическая модель автомобиля и узла, параметры которого необходимо рассчитать – в данном случае рулевое управление, и проводится расчет функций передачи вибрации. Функции передачи вибрации (VTF) синтезируются между входом (все точки крепления двигателя и подвески к кузову) и выходом (рулевое управление).

Для оптимальной визуализации резонансных частот все передаточные функции представлены в среднеквадратичном выражении – RMS SUM (рис. 4).



В результате анализа полученных данных выделяются собственные частоты рулевого управления не соответствующие требованиям технического задания на проектируемый автомобиль (23 Гц, 25 Гц, 44 Гц) и проводится модальный анализ конструкции на этих частотах (рис. 5).

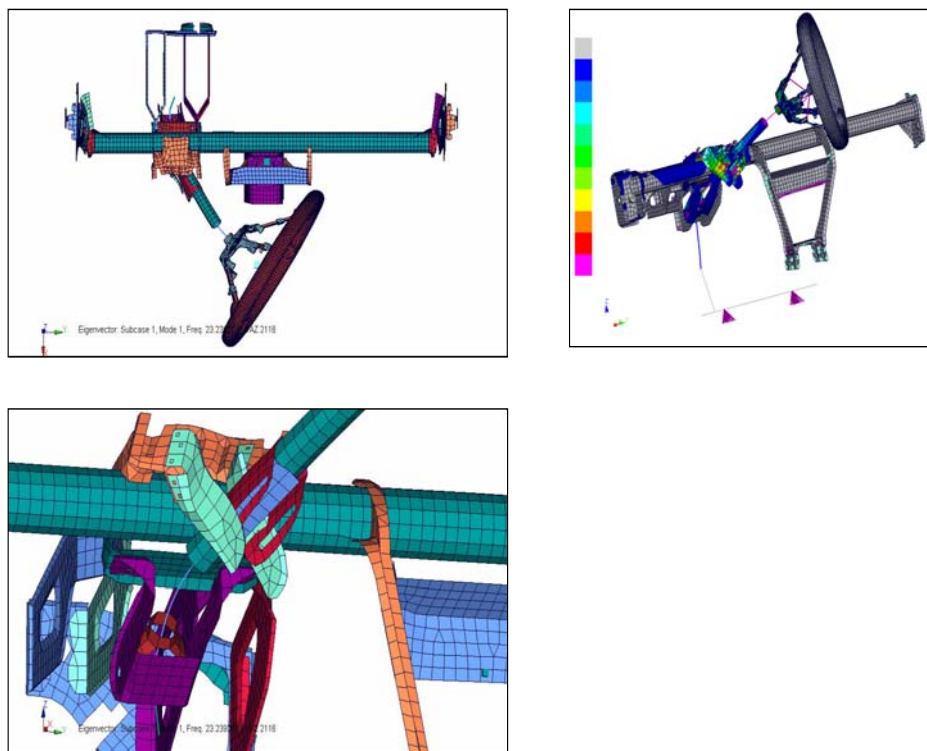


Рис. 5. Анализ собственных частот рулевого управления

По результатам модального анализа выделяются проблемные зоны (зоны деформированно-напряженного состояния), влияющие на анализируемую собственную частоту. После анализа полученных результатов принимается решение об изменении конструкции выделенных проблемных зон (конструкция заделки, толщина и марка материала, применение усилителей и ребер жесткости).

Таким образом, поэтапно изменяя конструкцию и проводя расчет измененной конструкции, выбирается оптимальный вариант, который реализуется на опытном образце автомобиля для подтверждения расчетных данных.

6. Заключение

Основная причина повышенных уровней вибрации рулевого колеса отдельных моделей легковых автомобилей при работе двигателя на оборотах холостого хода – недопустимая близость, включая полное совпадение, собственной частоты колебаний механической системы «рулевое колесо на рулевой колонке» с основной частотой динамического возбуждения рабочего процесса двигателя на паспортных номинальных оборотах холостого хода. Необходимая степень рассогласования значений собственной и вынужденной частот колебаний, обеспечивающая приемлемый виброкомфорт рулевого колеса, должна составлять не менее 5 Гц.

Известными, реализованными в конструкциях моделей зарубежных легковых автомобилей, конструкторскими и технологическими приемами формирования высокого виброкомфорта рулевого колеса путем обеспечения необходимой степени рассогласования частот являются:

- увеличение значения собственной частоты колебаний механической системы «рулевое колесо на рулевой колонке», например, за счет снижения массы рулевого колеса;
- уменьшение значения паспортных номинальных оборотов холостого хода двигателя (обеспечение низкого значения частоты вынужденных колебаний, возбуждающих механическую колебательную систему «рулевое колесо на рулевой колонке»);
- применение конструкций динамических виброгасителей, интегрированных в конструкцию рулевого управления автомобиля, для настроенного подавления резонансных колебаний рулевого колеса, которое может, в конечном итоге, оказаться наиболее легко технически реализуемым и экономически оправданным приемом, не требующим радикального изменения конструкции составных элементов колебательной механической системы.

УДК 622.692.4+519.872

Р. Л. Фоминых, кандидат технических наук, доцент;
Е. В. Решетников, кандидат технических наук, доцент;
В. В. Перевозчиков, студент
Ижевский государственный технический университет,
Воткинский филиал

МЕНЕДЖМЕНТ НАДЕЖНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ПРИМЕРЕ ОБЪЕКТОВ СИСТЕМЫ ПРОМЫСЛОВЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ

В статье представлены тезисы разработанной методики оценки и мониторинга надежности объектов системы промысловых нефтепроводов и ожидаемые результаты от ее использования. Представляемая методика позволяет снизить затраты на обслуживание объектов системы промысловых нефтепроводов за счет обоснованного подхода к формированию титула капитального ремонта, количества обслуживающего персонала и технических средств.

География нефтегазоносных районов России продолжает расширяться. Развиваются крупные проекты по поиску и разработке нефтяных месторождений в Восточной Сибири, на Дальнем Востоке, в районах Крайнего Севера, планируется новая система транспортировки нефти и газа на Кавказе, Камчатке, в Северо-Западном регионе и в Охотском море. Намечена активизация работ по разведке нефти и газа на шельфе дальневосточной и арктической части России. Это означает, что через несколько лет значительно увеличится площадь экологически неблагоприятных территорий.

Нефтегазодобыча сопровождается наличием широкого спектра рисков, одним из которых является транспортировка нефти. Одним из самых распространенных методов транспортировки нефти является использование нефтепроводов.

Эксплуатация нефтепроводных систем представляет опасность техногенного характера для человека и окружающей среды. Опасности при штатной эксплуатации нефтепроводных систем в основном обусловлены выбросами в атмосферный воздух низкомолекулярных углеводородов из резервуарных парков, а при возник-