

М 308641

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ТОНЯЕВ Анатолий Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
И ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНОГО
НАСОСА ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Специальность 05.04.03: "Гидравлические ма-
шины, машины и аппараты холодильной и
криогенной техники"

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА - 1977

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ТЮНЯЕВ Анатолий Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
И ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНОГО
НАСОСА ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Специальность 05.04.03: "Гидравлические ма-
шины, машины и аппараты холодильной и
криогенной техники"

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА - 1977

М308641
НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1308641

Тюняев А.В. Исследование

Работа выполнена в Алтайском политехническом институте им. И.И.Ползунова и на кафедре "Гидравлика и гидроавтоматика" Московского высшего технического Училища им.Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - канд.техн.наук
- доцент А.Т.БОЛГОВ

Научный консультант - канд.техн.наук
доцент С.Н.РОЖДЕСТВЕНСКИЙ

Официальные оппоненты: - доктор технических наук
профессор Б.Б.НЕКРАСОВ
- доктор технических наук
Э.Б.ВУЛГАКОВ

Ведущее предприятие - Кировоградский завод тракторных гидроагрегатов

Защита состоится " ____ " _____ 1977 года на заседании специализированного Совета "Криогенные, холодильные, гидравлические и вакуумные машины и аппараты" при Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им.Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " ____ " _____ 197 ____ года

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук

В.Н.Козлов

Л - 79 806 Подп.к печ. 28/У - 77 г. Уч.изд. л. I
Печ.л I Форм.бум. 60х90/16. Зак. 869
Тир.100.
Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана
Москва, 107005, 2-я Бауманская ул.д.5.

ОУНДАТАЦИОННАЯ

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В решениях XXV съезда Коммунистической партии Советского Союза и постановлениях Октябрьского Пленума ЦК КПСС перед тракторным и сельскохозяйственным машиностроением ставится задача дальнейшего увеличения энергонасыщенности машин, снижения их материалоемкости и повышения качества. Срок служб тракторных двигателей должен быть доведен до 6000 мото-часов. Изучением надежности систем смазки двигателей было установлено, что для обеспечения требуемого срока служб необходимо дальнейшее совершенствование и повышение надежности агрегатов системы смазки, в частности, масляных насосов.

Рост энергонасыщенности и быстроходности двигателей связан с увеличением расхода масла через трущиеся и охлаждаемые поверхности его деталей, что способствует развитию динамических явлений как в самом насосе, так и его приводе. Поэтому изучение природы и закономерностей динамических процессов в агрегате, его приводе и магистрали двигателя посредством математических моделей и экспериментальных исследований является актуальной задачей.

Цель работы — определение динамических нагрузок с учетом основных конструктивных и эксплуатационных факторов и разработка путей повышения долговечности шестеренных масляных насосов тракторных дизельных двигателей.

Методы исследования. Исследования динамической нагруженности агрегата базировались на уравнениях энергии, сплошности, движения вязкой жидкости, на основных положениях теории эвольвентного зацепления и теории колебаний. Сложная масляная магистраль двигателя и парциальная колебательная система "привод-насос" заменялись простыми эквивалентными. Крутящий момент на приводе и усилия в зацеплении роторов изучались путем составления уравнений равновесия роторов под действием гидравлических сил и наличия сил трения в торцовых, радиальных зазорах, зубчатом зацеплении и подшипниках.

Динамическая нагрузка в передаче изучалась по методике А.И. Петрусевича. Область существования таких передач исследовалась посредством блокирующих контуров. Для численных расчетов использовалась ЦМ "Минск-22М". При экспериментальном исследовании использовались методы натурного тензометрирования и динамомет-

рирования, современная усилительная и регистрирующая электронная аппаратура и другие приборы. Испытания проводились в стендовых условиях и на двигателе, работающем в естественных климатических условиях.

Научная новизна. Разработана методика расчета динамической нагруженности масляного насоса с учетом влияния эксплуатационных и конструктивных факторов. Установлены причины и характер разрушения рабочих поверхностей зубьев шестерен. Определены параметры производящего исходного контура, наиболее полно отвечающие условиям работы шестеренного насоса. Разработаны методика, оборудование и приборы для экспериментального исследования параметров рабочего процесса, надежности и долговечности (в том числе ускоренных испытаний) основных элементов насоса.

Практическая ценность. Разработанная методика расчета динамической нагруженности позволяет: определять нагрузки на привод насоса в процессе запуска и при работе двигателя, обоснованно назначать запасы прочности его деталей; более точно рассчитывать нагрузки в зубчатом зацеплении роторов с учетом запертого объема, уточнять нагруженность различных точек профилей роторов и в соответствии с этим более точно рассчитывать долговечность роторов по контактной прочности; надежно и быстро назначать коэффициенты смещения режущего инструмента при геометрическом расчете шестерен; обоснованно назначать параметры производящего исходного контура при разработке типовых конструкций агрегатов; использовать методику экспериментальных исследований, огенды, аппаратуру и приборы при создании масляных насосов новых двигателей, правильно обосновывать режимы ускоренных испытаний.

Апробация работы. Основные результаты работы внедрены в расчетную и исследовательскую практику отраслевого конструкторского бюро на Алтайском заводе агрегатов.

Основные положения работы докладывались на XXV научно-технической конференции Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола в 1972 г.; на научно-технической конференции Иркутского политехнического института (Ангарский филиал) в 1972 г.; на III научно-технической конференции "Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей и их агрегатов" (НИКТИД, г. Владимир, 1974); на расширенном заседании технического Совета Алтайского завода агрегатов с участием представителей ЗИЛ, ЧТЗ, ММЗ, АМЗ, ВТЗ, ЯМЗ и др. (согласительное совещание по воп-

росам унификации агрегатов автотракторных двигателей); на ежегодных научно-технических конференциях Алтайского политехнического института им. И.И.Ползунова в 1972-1975 гг.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 128 страницах машинописного текста, состоит из введения, пяти глав и заключения, содержит 22 таблицы и 82 рисунка. Список литературы включает 122 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В масляной системе современного тракторного ДВС преимущественное распространение получил шестеренный насос с роторами в виде прямозубых эвольвентных колес, что связано с простотой конструкции агрегата, удобством его компоновки на двигателе, простотой обслуживания при эксплуатации и т.д. Для условий эксплуатации таких насосов характерны следующие основные особенности: большая продолжительность работы на номинальном режиме (до 80% от общего времени) и относительная малая продолжительность (до 3%) пускового периода; широкий диапазон изменения вязкости масла (от 3500 Сст при запуске "холодного" двигателя до 10-12 Сст на номинальном режиме); большой эксплуатационный запас подачи, постоянный и интенсивный барботаж масла и непостоянство его упругих свойств.

Систематическое обследование агрегатов в условиях эксплуатации на тракторах АТЗ, ПТЗ и ВгТЗ, проводимое специалистами АМЗ и АЗА с 1964 г. по настоящее время, и изучение актов рекламаций показывают, что масляные насосы двигателей имеют недостаточную надежность. Из анализа отказов следует, что основной причиной поломок деталей насоса является перегрузка элементов конструкции.

Вопросами исследования масляной системы ДВС в нашей стране занимаются НАМИ, НАТИ, МВТУ, ХПИ, ЧИМЭСХ, АЧИМС и др., ведущие моторостроительные заводы - ЯМЗ, ЗИЛ, ГАЗ, СМД, АМЗ, ММЗ и др. Основное внимание уделяется исследованиям очистки картерного масла, расходу по потребителям, запасу подачи насоса, надежности и долговечности коренных и шатунных подшипников.

В трудах В.Н.Прокофьева, Т.М.Башты, А.Ф.Осипова, Е.М.Юдина, Е.А.Рыбкина, А.А.Усова, посвященным различным системам гидропривода, научно обоснованы основные положения расчета и проектирования шестеренных гидромашин, показана необходимость учета реальных процессов, происходящих в гидроприводе.

Ограниченное пространство, в которое вписывается масляный насос при компоновке двигателя, и высокая потребность двигателя в масле для охлаждения и смазки деталей требуют применения в насосах высокой частоты вращения роторов (до 4000 об/мин), минимального числа зубьев шестерен и максимального их модуля. Эти требования снижают качественные показатели зубчатой передачи и создают благоприятные условия для проявления динамических нагрузок от соударения профилей зубьев из-за наличия производственных ошибок.

Анализ конструкций насосов систем смазки отечественных ДВС показывает, что в вопросах разработки зубчатого зацепления нет единого подхода: шестерни насосов имеют различные параметры производящего исходного контура, это затрудняет создание типовых конструкций, усложняет производство агрегатов, их эксплуатацию и ремонт.

В связи с изложенным возникла необходимость поставить и решить следующие задачи:

1. Разработать методику расчета динамической нагруженности насоса и его зубчатого зацепления в зависимости от основных конструктивных факторов агрегата, масляной системы двигателя и режимов его работы.

2. Изучить возможность улучшения качественных показателей передачи, составленной из роторов, разработать блокирующие контуры таких передач и определить оптимальные параметры простого производящего исходного контура инструмента реечного типа.

3. Определить зону наименьшей контактной прочности шестерен насоса, выяснить характер и причины ее разрушения и проверить влияние термической обработки, угла профиля, погрешностей прилагания зубьев и др., на повышение долговечности по контактной прочности.

4. Разработать программу, комплект измерительных приборов и оборудования для экспериментальной проверки основных теоретических положений и принятых допущений и экспериментально исследовать крутильные колебания привода насоса, динамику давления масла в переходной зоне и нагнетающей камере во всем интервале режимов работы дизельного тракторного двигателя.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАСЛЯНОГО НАСОСА

При работе насоса на масляную магистраль двигателя можно принять, что крутящий момент на его ведущем вале расходуется на преодоление нагрузок, возникающих на шестернях, от неуравновешенных сил гидравлического давления и преодоление сил трения между деталями насоса.

Помимо указанных выше сил в узлах агрегата могут иметь место динамические нагрузки, связанные с неточностью изготовления его деталей; в его приводе могут возникать опасные крутальные колебания, определяемые собственными динамическими свойствами насоса как упругой системы и возмущающими внешними и внутренними воздействиями.

Рассматривая равновесие роторов под действием сил давления с учетом потерь на трение в торцовых и радиальных зазорах зубчатом зацеплении и подшипниках, запишем

$$M_{пр} = \frac{30}{\pi} q(\varphi) P_n + \frac{2\pi\omega\mu}{\delta r} (z_a^4 - z_r^4) + \frac{2\pi z_a^2 \delta}{z} [\mu\omega z_a (\sum_{j=1}^{z_{пз}} \frac{1}{\delta r_j} \cdot \sum_{j=1}^{z_{пз}} \frac{1}{\delta r_j}) + \frac{1}{23a} (\sum_{j=1}^{z_{пз}} \Delta P_j \delta r_j + \sum_{j=1}^{z_{пз}} \Delta P_j \delta r_j)] + M_{пр}(1 - z_n \cdot z_x), \quad (I)$$

где $q(\varphi) = \frac{\pi b}{30} [z_a^2 - z_n^2 - z_r^2 (\lg z_n - \lg z_a + \varphi)^2],$

$M_{пр}$ - крутящий момент на ведущем вале, b , z_a , z_n , z_r , z_x , S_n , z - параметры зубчатой передачи; φ - текущая угловая координата положения точки контакта зубьев; δr_j - текущее значение радиального зазора в переходной зоне; z_r - радиус вала роторов; $z_{пз}$, $z_{пз}$ - количество зубьев в переходной зоне; δr - торцовый зазор между шестернями и корпусом; ω - частота вращения; P_n - текущее значение давления в камере сжатия; ΔP_j - перепад давления на рассматриваемом зубе в переходной зоне; μ - коэффициент динамической вязкости жидкости; z_n , z_x - соответственно К.П.Д. подшипников скольжения и зубчатой передачи.

Текущее давление у насоса, с одной стороны, обусловлено гидравлическим сопротивлением магистрали двигателя и волновыми процессами, происходящими в ней, а с другой стороны - редукционным клапаном, его гидродинамическими качествами, подачей насоса и ее неравномерностью, упругими свойствами жидкости и совершенством переходных процессов в насосе. Если принять, что гидравлический удар в момент соединения рабочей клетки с камерой нагнетания отсутствует, то на основании уравнений неразрывности для

граничных условий у насоса и равновесия сил на плунжере клапана

$$\left. \begin{aligned} \text{имеем: } \frac{dP_n}{d\varphi} &= \left\{ G_1 n q(\varphi) + (G_2 \cdot G_3) \frac{I_6 n}{30} \rho_0 \left[27.8 (tg \lambda_w - tg \lambda_a + \varphi) - P_n \right] - \mathcal{L} P_n + \right. \\ &\quad \left. + B \cdot n - G_4 \frac{I_2 n}{30} d_n^2 C_{\kappa\varphi} - G_5 K_{\kappa\varphi} \sqrt{P_n} - K \sqrt{P_n} \right\} \frac{30}{d_1 \sqrt{1.5} n}, \\ \frac{dC_{\kappa\varphi}}{d\varphi} &= \left(\frac{I}{4} d_n^2 P_n - \frac{I n}{30} K_g C_{\kappa\varphi} - \delta x - \frac{I}{4} d_n^2 P_n \right) \frac{900 G_4}{(I n)^2 m n p}, \\ \frac{dx}{d\varphi} &= C_{\kappa\varphi} G_4, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где G_1, G_2, G_3, G_4 - логические функции, принимающие значение 0 или 1; G_1, G_2, G_3 - учитывают положение точки контакта на линии зацепления; G_4 - положение плунжера и действие сил на него; K и $K_{\kappa\varphi}$ - гидравлическая проводимость магистрали и клапана; $\mathcal{L} = A V^{-1}$; A и B - размерные коэффициенты, учитывающие потери подачи в насосе; d_n, d_{n1} - геометрические параметры клапана; $n = 30 \omega / \pi$; d_1 - коэффициент сжимаемости жидкости; $m n p$ - приведенная масса клапана; δ - суммарная жесткость клапана; x - подъем плунжера клапана; ρ - плотность жидкости; ν - ее кинематическая вязкость; P_n - давление открытия редукционного клапана.

Решение системы дифференциальных уравнений (2) выполнялось на ЦВМ численными методами с учетом особенностей режимов работы двигателя. Для случая работы насоса с закрытым клапаном и низкой вязкостью масла, давление в камере нагнетания определялось по уравнению, вытекающему из системы (2),

$$P_n = \left\{ \frac{-K + \sqrt{K^2 + 4 \mathcal{L} [q(\varphi) + \mathcal{L} / n]}}{2 \mathcal{L}} \right\}^2. \quad (3)$$

На режимах номинальной мощности и максимальных холостых оборотов двигателя из-за большого запаса подачи насоса редукционный клапан всегда работает, поэтому (2) приводятся к виду:

$$\left. \begin{aligned} P_n &= \left[\frac{-(K + K_{\kappa\varphi}) + \sqrt{(K + K_{\kappa\varphi})^2 + 4 \mathcal{L} q(\varphi) / n}}{2 \mathcal{L}} \right]^2, \\ P_n &= \frac{\rho_{\kappa\varphi} + A_2 x}{1 - B_2 K_{\kappa\varphi} / x}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $A_2 = \frac{4 \delta}{I d_n^2}$; $B_2 = \frac{4 \rho_0 \epsilon \tan \alpha}{\varphi_c \pi d_n^2}$; φ_c - коэффициент скорости; d - угол отклонения потока в щели клапана.

При запуске двигателя из-за высокой вязкости масла утечками в насосе можно пренебречь, а коэффициент расхода клапана можно принять величиной постоянной и не зависящей от числа Рейнольдса, тогда систему (2) запишем:

$$\left. \begin{aligned} \rho_n &= \left[\frac{q(\varphi) \cdot n}{k + c_2 z} \right]^2, \\ \rho_n &= \frac{\rho_{kp} + A_2 z}{1 - B_2 c_2 z}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $c_2 = F \mu_{\text{сдв}} \sin \alpha \sqrt{2/\rho}$.

Гидравлическая проводимость магистрали и клапана K и $K_{\text{кл}}$ в работе определялась опытным путем и вводилась в уравнения (3)...

“(5) в виде аппроксимирующих функций

$$k = a(1 - e^{-b\eta}) \cdot \sqrt{2/\rho}; \quad K_{\text{кл}} = a_1(1 - e^{-b_1\eta}) \cdot \sqrt{2/\rho},$$

где a, a_1, b, b_1 — постоянные величины; e — основание натурального логарифма. При решении (I), кроме ρ_n , необходимо знать $\delta r_j, z_{\text{пвн}}, z_{\text{пвг}}$ и Δp_j , которые находим по уравнениям:

$$\begin{aligned} \delta r_j &= \delta r_{\text{мин}} \left[\frac{2\pi}{z} (z+1-j-\sigma_{5,6}) - C_{4,5} \pm \varphi_{1,2} \right] \frac{\Delta \delta r}{2(\pi-\rho)}; \\ z_n &\leq z+1-\sigma_{5,6} - \frac{C_{4,5} z}{2\pi} \pm \frac{z \varphi_{1,2}}{2\pi}; \quad \Delta p_j = \frac{\delta p_j^2 \sum 1/\delta p_j^2}{\delta p_j^2}; \end{aligned}$$

где σ_5, σ_6 — функции, учитывающие целое число угловых шагов в дуге, стягивающей вершину зуба, находящегося в зацеплении, с кромкой отдающего окна; $C_3 = \beta \cdot d' \cdot \ln v d a \cdot d w$; $C_4 = \beta \cdot d' \cdot \ln v d a + d w$; $2\beta = \beta_{\text{нг}} + \beta_{\text{сг}}$; $\varphi_2 = (tg d w - d') \cdot \varphi_1$; $\varphi_1 = \varphi$; d' — угол профиля в начальной активной точке ведущего зуба; индексы 1, 4, 5 и “+” относятся к ведущему ротору.

Потери на трение в подшипниках и зубчатом зацеплении определялись опытным путем.

Решение (I) выполнялось для установившихся и неустановившихся (запуск двигателя) режимов работы агрегата. Исследования показали, что на номинальных режимах потерями на трение в торцовых зазорах (не более 1%) можно пренебречь, потери в радиальных зазорах составляют 25–30% и существенно влияют на нагруженность насоса. При заглушенном клапане давление в камере нагнетания и крутящий момент растут с ростом частоты вращения роторов, при работе редукционного клапана рост их ограничивается некоторыми предельными величинами. Их зависимость от угла поворота роторов носит сложный характер, максимальное значение они принимают в полусе зацепления, минимальное — в начале однопарного зацепления.

Основная частота колебаний давления (крутящего момента) соответствует зубцовой частоте. Оценка собственной частоты гидро-

механической системы клапана выполнялась по формуле, полученной из анализа (2),

$$\omega_c = \sqrt{\frac{1}{m_{np}} \left[2 f_{cx} \frac{P_{no}}{z_0} - P_{no} \left(C_1 + \frac{B_1}{A_1} \right) - \delta_n \right]},$$

где ω_c - круговая собственная частота плунжера клапана; P_{no} - давление нагнетания, соответствующее начальному подъему z_0 ;

$$A_1 = \frac{P}{2(M_1 f_{cx} \sin \alpha)^2}; \quad B_1 = \frac{P \epsilon t g \alpha}{C_1 f_{cx}}; \quad C_1 = 0,5 \pi d_{cx} \sin \alpha.$$

Расчеты показывают, что собственная частота исследуемого клапана с конусным затвором составляет 3070 рад/с и близка к частоте возбуждений, идущих от насоса, поэтому номинальный режим работы является наиболее опасным с точки зрения появления резонансных явлений в клапане.

Для режимов запуска двигателя характерным в работе насоса является высокий темп роста частоты вращения роторов и непостоянство вязкости масла в микрозазорах насоса. Полагая, что все тепло, выделяющееся при трении в зазорах, идет на снижение вязкости жидкости, рассчитывалось изменение коэффициента динамической вязкости $\mu_p = \frac{\mu_1}{1 + K_1 z/c}$ - в радиальных зазорах и $\mu_T = \frac{\mu_1}{1 + K_2 (1 - 2z/z_0)}$ - в горцовых зазорах, где μ_1 - вязкость при известной температуре T_1 ,

$K_1 = \frac{f_{cx} d_0^2 (T - \beta) \mu_1 a_m}{30 C_v \delta r^2} n$; $K_2 = \frac{f_{cx} z_0^2 a_m \mu_1^2 n}{1800 A_1 \delta T C_v P_n}$;
 $C_v = r C_J$; a_m - опытная постоянная, зависящая от марки масла; r - удельный вес жидкости; C - удельная теплоемкость; J - механический эквивалент тепла; A_1 - коэффициент утечек через гор-
 ши. Принимая вязкость масла и частоту вращения роторов квази-

статическими на бесконечно малом отрезке времени при запуске двигателя, решим уравнение (1). Исследование запуска посредством уравнений (1) и (2) показывает, что несмотря на ограничение давления путем сброса подачи масла клапаном, крутящий момент растет с увеличением частоты вращения и вязкости масла. В конце запуска крутящий момент в 2-2,5 раза выше, чем на номинальном режиме работы.

Усилия в зацеплении роторов определялись по формуле:

$$P = \frac{2 \mu c}{z_0} = \frac{0,5 P_n c}{z_0} \left\{ z_0^2 - 6 r \left[z_w^2 - 2 z_w z_0 (t g \alpha - t g \alpha + \frac{2\pi}{z} + \varphi) \right] \sin \alpha + \right. \\ \left. + z_0^2 (t g \alpha - t g \alpha + \frac{2\pi}{z} + \varphi)^2 \right\} - 6 r \left[z_w^2 + 2 6 r z_w z_0 (t g \alpha - t g \alpha + \right.$$

$$+ \varphi_1) \sin \alpha_w + \frac{1}{2\delta} (\operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_a + \varphi)^2 \} + \frac{1}{2\delta} (M_p + M_r + M_x, n), \quad (6)$$

где σ_7 , σ_8 , σ_9 - логические функции, принимающие свое значение в зависимости от положения точки контакта на линии зацепления: $\sigma_{7,8} = 0$ или 1, $\sigma_9 = \pm 1$.

Расчеты по (6) показали, что нагруженность различных рабочих точек профилей зубьев имеет неравномерный характер. Наибольшая нагрузка приходится на запольную зону, расположенную на расстоянии $0,75 P_e$ от начала зацепления, наименьшая - на начало однопарного зацепления. Нагруженность точек, соответствующих образованию запертого объема, зависит от конструктивного исполнения дренажных каналов (соединение с приемной или отдающей камерами) и геометрических параметров зацепления (исходного контура, числа зубьев, коэффициента смещения). Расчет удельных контактных давлений, выполненный по формуле Герца, для характерных точек профиля без учета внутренней динамики, показывает, что начальная рабочая точка и точка максимальной гидравлической нагрузки - наиболее нагруженные: максимальные удельные давления на контактных площадках соответственно равны 48 кгс/мм^2 и $46,5 \text{ кгс/мм}^2$ при запуске двигателя, $34,6 \text{ кгс/мм}^2$ и $33,7 \text{ кгс/мм}^2$ на номинальном режиме работы.

Учет динамических нагрузок в зацеплении выполнялся по методике А.И.Петрусевича применительно к эвольвентным профилям с малыми приведенными радиусами кривизны в начальной контактной точке. Исследования показали, что для масляных насосов изгибные и контактные деформации зубьев малы, а ошибки изготовления оказывают дополнительное влияние на нагруженность начальных точек профиля, благодаря чему контактная прочность материала, имеющего твердость меньше 350 НВ, становится недостаточной для достижения требуемого срока службы насоса (6000 моточасов).

В работе исследовалась также возможность появления резонансных крутильных колебаний в парциальной системе "привод - шестеренный насос". Было установлено, что развитие крутильных колебаний в выделенной парциальной системе при возбуждении со стороны двигателя практически исключено, возбуждение же от переменного крутящего момента в самом насосе более опасно.

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ИСХОДНОГО КОНТУРА ШЕСТЕРЕН МАСЛЯНОГО НАСОСА

Повышение долговечности роторов по контактной прочности связано с выявлением влияния многих факторов, среди которых важное место занимает геометрическая форма поверхностей зубьев.

На основании литературных источников и расчетов нами проанализированы условия работы эвольвентных поверхностей зубьев шестерен насоса и сформулированы следующие основные требования к ним: число зубьев шестерен должно лежать в пределах от 7 до 12, угол зацепления должен быть максимально возможным, коэффициент перекрытия - в пределах $1,07 \dots 1,1$, толщина зуба на окружности вершин $(0,16-0,2)\pi$, начальная контактная точка профиля зубьев должна располагаться как можно дальше от диаметра основной окружности. Зубчатая передача, составленная из шестерен, будет правильной, если коэффициент перекрытия больше 1, интерференция зубьев и подрез ножи отсутствуют, а толщина зубьев на окружности вершин и радиальный зазор больше 0. При этом рабочий объем гидромашин должен быть максимальным, а габариты шестерен - минимальными.

Сформулированные условия были выражены математическими зависимостями и решены на ЦВМ, в результате были построены в координатах коэффициентов смещения блокирующие контуры передач с $\lambda_1 = \lambda_2$ для различных параметров исходного контура. Полученные контуры позволили сопоставить и оценить различные системы корригирования и различные модификации исходного контура: рекомендации *DJNV* - 20 для шестерен масляных насосов являются неприемлемыми, так как приводят к подрезу ножи зуба, рекомендации Х.Меррита и ЭНИМСА становятся неприемлемыми по этим же причинам при $\lambda < 11$.

Анализ передач насосов различных двигателей показывает, что роторы имеют подрезанную ножку зубьев и не используют имеющихся возможностей улучшения качественных показателей передач.

Анализ передач различных исходных контуров, расчет и сопоставление габаритов шестерен, геометрической подачи насосов показывает, что наиболее полно требованиям шестеренного масляного насоса отвечает исходный контур с параметрами $\lambda = 30^\circ$, $h_a^* = 0,95$, $c^* = 0,14$, $\rho_s^* = 0,273$.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАСЛЯНОГО НАСОСА

Цель экспериментальных исследований заключалась в изучении величин и характера изменения индикаторного давления и давления в камере нагнетания насоса и крутящего момента на приводе в зависимости от основных конструктивных и эксплуатационных факторов, в установлении зоны наименьшей контактной прочности эвольвентных поверхностей шестерен, а также в проверке и подтверждении результатов теоретических исследований.

Испытания проводились в лабораторных условиях и на тракторе. Лабораторные испытания проводились на специальном электробалансирном стенде фирмы УЭВ и на дизельном двигателе, установленном на электротормозную установку. При испытаниях регистрировались параметры, предназначенные для определения характеристик насосов (подача, рабочее давление, разрежение, крутящий момент на балансирной машине, частота вращения, температура масла), параметры динамической нагруженности насоса (текущее давление в камере нагнетания, изменение давления в рабочей клетке, крутящий момент на ведущем вале, частота вращения) и параметры режимов работы ДВС.

Экспериментально установлено, что нагрузка на коленчатом вале двигателя практически не влияет на нагруженность насоса, которая в основном зависит от скоростного режима работы, вязкости масла, неравномерности подачи насоса, совершенства переходного процесса в нем, динамических качеств и регулировки редукционного клапана. Поэтому дальнейшие испытания проводились на тракторе, работающем без нагрузки на крюке в естественных климатических условиях. При испытаниях, помимо параметров, указанных выше (кроме параметров характеристик насосов), дополнительно регистрировались перемещения плунжера клапана, давление масла в главной масляной магистрали, температура масла в картере и окружающего воздуха.

Частотный анализ осциллограмм показал, что основная гармоническая составляющая давления и крутящего момента соответствует зубцовой частоте. "Высокочастотная" и "низкочастотная" составляющие крутящего момента связаны с технологическими отклонениями в деталях насоса. Частота "высокочастотной" составляющей в 2-6 раз превышает основную, а "низкочастотная" -

соответствует вращению ведущего ротора. При неработающем клапане и небольшой частоте вращения роторов неравномерность давления и крутящего момента (отношение двойной амплитуды колебаний к максимальному значению) составляют соответственно 0,5 и 0,6. Дополнительное усиление крутящего момента на 10-20%, а давления на 20-40% происходит при работе двигателя на номинальных и близких к нему режимах работы за счет влияния гидродинамических явлений в магистрали, насосе и редукционном клапане.

Общий характер протекания расчетных и экспериментальных кривых давления и крутящего момента в основном совпадает. Поскольку математическая модель запуска не учитывает многократного прохождения масла через насос и снижения вязкости за счет трения и тепла в двигателе, то при частоте вращения коленчатого вала свыше 1400 об/мин и температуре масла ниже -5°C расчетные величины растут интенсивнее опытных.

Осциллографирование давления в рабочей клетке насоса показало, что изменение давления в переходной зоне имеет нелинейный характер и зависит от режимов работы и конструктивных параметров насоса. На номинальных режимах, в момент соединения рабочей клетки с камерой нагнетания, имеет место гидроудар, при котором текущее давление в 1,8 раза превышает среднее. Нагруженность подшипников ведомой шестерни на 13-26% выше, чем при линейном законе распределения давления, обычно принимаемом при расчетах.

Изучение контактной прочности зубьев роторов выполнялось на специальном стенде, основу которого составлял замкнутый силовой контур. С целью сокращения длительности испытаний удельная линейная нагрузка увеличилась до 4,2 кгс/мм (сумма динамической нагрузки и нагрузки от гидравлических сил), а число циклов нагружений составляло $2 \cdot 10^7$.

Испытания показали, что разрушения эвольвентных поверхностей носят усталостный характер, как правило, они начинались на ножках зубьев, постепенно распространяясь к полюсу зацепления, головки зубьев оставались стойкими к разрушениям. Зона и характер разрушений, полученные в стендовых условиях, хорошо совпадают с разрушениями шестерен, бывших в эксплуатации. Повышение твердости зубьев до 43-51 HRC дает существенное увеличение их долговечности по контактной прочности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанная методика расчета динамической нагруженности привода и зубчатого зацепления учитывает характер изменения давления в нагнетающей камере насоса, потери на трение в торцовых и радиальных зазорах, непостоянство вязкости масла в них при запуске ДВС, переменность радиального зазора и числа зубьев в переходной зоне, влияние разгрузочных канавок.

2. Наибольшая нагруженность имеет место в период запуска насоса при отрицательных температурах (до -10°C по ТУ на двигатель). Максимальный крутящий момент при запуске превышает средний, рассчитанный по давлению регулировки клапана, в 4-5 раз, а на номинальных режимах - в 1,5-2 раза. Расчетная неравномерность момента и давления нагнетания составляет 0,46-0,62, наибольшая опытная - 0,7-0,74. Дополнительное усиление нагруженности насоса происходит за счет влияния гидродинамических явлений в магистрали ДВС, насосе и редукционном клапане.

3. Нагруженность различных точек профилей зубьев неодинакова: наибольшая нагрузка приходится на заплечистую зону, расположенную на расстоянии $0,75 R_k$ от начала зацепления, наименьшая - на начало однопарного зацепления. Нагруженность начальных контактных точек зависит от исполнения дренажных канавок и динамических нагрузок от соударения профилей зубьев.

4. Установлено, что в масляных насосах изменение давления в переходной зоне носит нелинейный характер. Зона распространения низкого давления зависит от режимов работы насоса. На номинальных режимах в момент соединения рабочей клетки с камерой нагнетания имеет место гидравлический удар, при котором текущее давление в 1,8 раза превышает величину среднего.

5. Разработана методика и построены блокирующие контуры для различных параметров исходного контура и чисел зубьев наиболее употребительных в шестеренных насосах. Установлено, что применение исходного контура с параметрами $\alpha = 30^{\circ}$, $h_a^* = 0,95$, $c^* = 0,14$ позволяет синтезировать зубчатые передачи масляных насосов с минимальным числом зубьев, минимальными габаритами и удовлетворительными качественными показателями.

6. Теоретически показано и экспериментально проверено, что зона наименьшей контактной прочности зубьев расположена на их ножках, что необходимо учитывать при расчете шестерен насоса на контактную прочность. Увеличение твердости рабочих поверхно- 15

стей шестерен до 45-50 НРС повышает долговечность зубьев по контактной прочности до 6000 моточасов.

7. Разработанные методики, стенды, приборы и аппаратура позволяют изучать динамическую нагруженность агрегата во всем интервале работы дизельного тракторного двигателя.

8. Результаты работы внедрены в расчетную и исследовательскую практику ОКБ при Алтайском заводе агрегатов в виде: а) методики расчета динамической нагруженности насоса; б) методики ускоренных испытаний и стенда для исследований шестерен на долговечность по контактной прочности и износу; в) методики расчета блокирующих контуров передач и самих контуров для разработки отраслевого стандарта по качающим узлам. Заводу агрегатов переданы для внедрения: а) исходные данные на технические требования к шестерням, получаемым методом порошковой металлургии и технические требования на шестерни экспортных поставок; б) рекомендации по изменению маслоразгрузочных каналов с целью снижения нагруженности начальных активных точек профилей зубьев.

Основные положения работы опубликованы в следующих статьях:

1. Болгов А.И., Тюняев А.В., Ильин В.И., Исследование динамической нагруженности масляного насоса тракторного двигателя. Материалы научной конференции. Часть 2, Барнаул, 1974.

2. Тюняев А.В., Ильин В.И. Построение блокирующих контуров прямозубой передачи с помощью ЭВМ и графических средств отображения информации, Труды АПИ, Выпуск 31, Барнаул, 1973.

3. Тюняев А.В., Болгов А.Т. Исследование механической нагруженности роторов масляного насоса дизельного двигателя. Труды АПИ. Выпуск 23, Барнаул, 1973.

4. Тюняев А.В. Сравнительное исследование некоторых характеристик серийного и опытного масляных насосов двигателей А-ОИМ и А-41. Труды АПИ. Выпуск 13, Барнаул, 1974.

5. Болгов А.Т., Тюняев А.В., Грибок В.Д. Исследования механических потерь в роторах масляного насоса. Труды АПИ, Выпуск 23, Барнаул, 1973.

6. Болгов А.Т., Тюняев А.В. К вопросу методики ускоренных испытаний на долговечность шестерен масляного насоса тракторного дизеля. Материалы конференции, Ангарск, 1972.

7. Болгов А.Т., Тюняев А.В., Генералов В.А. Определение зоны наименьшей контактной прочности роторов масляных насосов. Труды АПИ. Выпуск 55, Барнаул, 1975.