

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

ВЕНЗЕЛЬ Леонид Исаакович

ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ДИФФЕРЕНЦИАЛА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

(05.05.03. Автомобили и тракторы)

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

Минск 1973

Работа выполнена на Минском ордена Ленина и ордена Октябрьской революции тракторном заводе и на кафедре "Тракторы" Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института.

Научный руководитель -
кандидат технических наук, доцент С.М.Белов

Официальные оппоненты -
доктор технических наук, профессор Р.В.Кутель;
кандидат технических наук, лауреат
Государственной премии А.Г.Выгонный

Ведущее предприятие -
Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени автомобильный завод.

Автореферат разослан "26" ИИ 1973г.

Защита диссертации состоится " Июнь 1973г.

в 10 часов на заседании Совета по присуждению ученых степеней при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте по адресу: Минск, 220027, Ленинский пр., 65, корпус I, ауд. 327.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы (в 2-х экземплярах) просим направлять по указанному адресу.

Ученый секретарь Совета -
кандидат технических наук, доцент

И.В.Кислов

Директивами XXIV съезда КПСС поставлена задача создания высокопроизводительных и надежных транспортных и тяговых машин, которая требует для своего решения непрерывного совершенствования машин и их узлов, применения более прогрессивной технологии и новых материалов, совершенствования методов расчета и испытаний на основе использования современных научных представлений и экспериментальных данных.

Проектирование новых более энергонасыщенных машин при оптимальном их весе требует точного определения нагруженности деталей и элементов конструкций еще на стадии конструкторской разработки и доводки.

Один из важнейших узлов транспортной машины — межколесный дифференциал заднего моста в ряде случаев имеет недостаточную долговечность из-за форсированного износа цапф сателлитов. Не редки случаи заклинивания сателлитов на цапфах, в результате чего дифференциал перестает выполнять свои функции, ухудшается управляемость машины, увеличивается износ ходового аппарата.

Вопросам исследования долговечности машин и их элементов посвящены работы С.В.Серенсена, Р.В.Кугеля, И.С.Цитовича, Б.В.Гольда, Д.Н.Решетова, Г.И.Скундина, Н.А.Бухарина, В.П.Кобаева, С.С.Дмитриченко, Н.Н.Яценко, Ю.Г.Стефановича и др.

Методы расчета нагруженности планетарных механизмов, к которым относится межколесный дифференциал, рассматриваются в трудах В.Н.Кудрявцева, И.Ф.Руденко, Л.Н.Решетова, А.Н.Малиновского, И.П.Горобца, М.С.Кауфмана, Ф.Э.Кравчука, М.Л.Скрипки, Э.А.Айрапетова, М.Д.Генкина и др.

Проблемы трения и износа в машинах, определения фактических площадей контакта поверхностей трения, а также изыскания методов и средств повышения износостойкости деталей машин изложены в работах И.В.Крагельского, М.М.Хрущева, Б.И.Костюцкого, П.А.Рембиндера, Н.Л.Голего, Г.М.Яковлева, Н.Б.Демкина, И.Я.Штаермана, А.П.Семенова, Х.Б.Кордомского, А.А.Старосельского, Д.Н.Гаркунова, С.А.Чернавского, Ф.П.Боудена, Д.Тейбора и других советских и зарубежных ученых.

Настоящая работа посвящена исследованию причин недостаточной долговечности дифференциала, усовершенствованию методов расчета элементов узла, а также теоретическим и экспериментальным разра-

боткам средств, направленных на повышение долговечности дифференциала.

Работа состоит из введения, четырех глав и заключения.

I. Состояние изучаемого вопроса и задачи исследований

При расчете и конструировании простых конических дифференциалов тракторов и автомобилей обычно используются формулы для расчета усилий на цапфах сателлитов при условии равномерного распределения передаваемой нагрузки между всеми сателлитами. А расчет удельных давлений в соединении сателлит-цапфа проводится из условия их равномерного распределения в поперечном сечении цапфы на всей длине ее диаметра.

Между тем, в литературе, посвященной проектированию и расчету планетарных передач, указывается, что нагрузка между параллельно работающими деталями (сателлитами) планетарного механизма, как правило, распределяется неравномерно. В качестве причины неравномерной нагруженности сателлитов указывается наличие погрешностей изготовления деталей узла, в результате чего сателлиты в исходном положении (без нагрузки) имеют разные величины зазоров в зацеплении с центральными колесами.

Неравномерность нагруженности каждого сателлита оценивается специальным коэффициентом, выражающим отношение нагрузки на сателлите к средней, полученной из условия ее равномерного распределения. Для снижения коэффициента неравномерности рекомендуется увеличение точности изготовления деталей, применение различных уравнивающих механизмов, установка "плавающих" (без радиальных опор) и "гибких" (с увеличенной податливостью) деталей.

Однако приведенные в рассматриваемых работах формулы для определения величины коэффициента неравномерности являются, как правило, ориентировочными или эмпирическими и не учитывают возможных изменений конструкции и условий работы узла (точности изготовления деталей, их жесткости, величины передаваемой нагрузки и т.п.), а разработанные рекомендации применимы лишь для конкретного исследованного узла. При новом же проектировании и при доводке узлов неизвестно, насколько следует повышать точность деталей, до какой степени увеличивать их податливость, в каких пределах обеспечивать "плавание" деталей и т.д.

В большинстве работ, посвященных расчету удельных давлений в подшипниках скольжения (к которым относится пара сателлит-цапфа), авторы исходят из предположения о равномерной эпюре распределения удельных давлений на всем поперечном сечении цапфы.

В то же время очевидно, что из-за больших радиальных зазоров в соединении, достигающих 0,05 диаметра цапфы, и высокой твердости контактирующих поверхностей (закаленных стальных деталей) ширина площадки контакта может быть значительно меньше диаметра цапфы, а удельные давления в центре площадки будут определено выше, чем у краев. По нашему мнению, наиболее правильным в описанных условиях является определение удельных давлений по методу И.Я.Штаермана, который на основании теории упругости решил контактную задачу для тел с малой приведенной кривизной. Однако указанный метод пока не получил применения при расчете подшипников скольжения и, в частности, при расчете удельных давлений на цапфах сателлитов дифференциалов тракторов и автомобилей.

Рекомендации по повышению износной долговечности цапфы сделаны на основе предположения о равномерной эпюре распределения удельных давлений и поэтому нуждаются в уточнении.

В соответствии с вышеизложенным, перед настоящей работой поставлены следующие задачи:

1. Теоретическое исследование факторов, влияющих на нагруженность элементов дифференциала и расчетное определение удельных давлений на цилиндрических поверхностях трения.
2. Исследование условий трения в изучаемых сопряжениях.
3. Уточнение существующих методов расчета дифференциала.
4. Разработка методов и средств и проведение экспериментальных исследований для проверки выдвинутых теоретических положений и разработки предложений по повышению долговечности дифференциала.

2. Теоретическое исследование условий работы деталей дифференциала

Влияние геометрических параметров узла на зазор в зацеплении сателлитов с полуосевыми шестернями

В реальном дифференциале размеры деталей имеют погрешности-отклонения от номинальных величин в пределах заданных допусков. В силу того, что в дифференциале имеется несколько одноименных

деталей, а погрешности их – разные, величины зазоров в зацеплении каждого сателлита с полуосевыми шестернями будут также разными. Проведенным анализом было установлено, погрешности каких размеров и каких деталей влияют на появление разницы зазоров в зацеплении. Одновременно было установлено, что имеет существенное значение взаимное расположение двух рассматриваемых сателлитов. В четырехсателлитном дифференциале два сателлита относительно друг друга могут быть соседними или противоположными.

В результате были выведены следующие выражения, определяющие влияние погрешностей размеров на величину разницы зазоров:

у двух соседних сателлитов –

$$C_x = \left[\Delta L \frac{r_{\text{нш}}}{R} + g_2 + (\varepsilon - d) \right] \cos \alpha + \left[\frac{(S_1^{\text{кп}} + S_1^{\text{к}}) - (S_2^{\text{кп}} + S_2^{\text{к}}) - 2\Delta M}{4} \right] \times \\ \times \sin \alpha \sin \beta_{\text{нш}} - \left[\frac{B_1^{\text{т}} - B_1^{\text{в}}}{2} - (B_2^{\text{т}} - B_2^{\text{в}}) - M \right] \sin \alpha \cos \beta_{\text{нш}} ; \quad (1)$$

у двух противоположных сателлитов –

$$C_x = [2g_2 + (\varepsilon - d)] \cos \alpha + \left[\frac{(S_1^{\text{кп}} + S_1^{\text{к}}) - (S_2^{\text{кп}} + S_2^{\text{к}})}{2} - \Delta M \right] \times \\ \times \sin \alpha \sin \beta_{\text{нш}} + [(B_2^{\text{т}} - B_2^{\text{в}}) + M] \sin \alpha \cos \beta_{\text{нш}} , \quad (2)$$

где ΔL – неперпендикулярность отверстий в корпусе под установку цапф сателлитов; $r_{\text{нш}}$ – средний радиус делительного конуса полуосевой шестерни; R – радиус, на котором задается величина неперпендикулярности ΔL ; g_2 – параллельное смещение цапфы в плоскости передачи нагрузки; ε – радиальный зазор между цапфой и сателлитом; d – боковое смещение цапфы перпендикулярно плоскости передачи нагрузки; $S_1^{\text{кп}}$ и $S_1^{\text{к}}$ – неперпендикулярность опорного торца под полуосевую шестерню относительно оси дифференциала, соответственно, в крышке и корпусе; $S_2^{\text{кп}}$ и $S_2^{\text{к}}$ – непараллельность плоскостей опорной шайбы полуосевой шестерни, соответственно, в крышке и корпусе; ΔM – колебание измерительного монтажного расстояния (ИМР) полуосевой шестерни; $B_1^{\text{т}}$ и $B_1^{\text{в}}$ – радиусы отверстия в корпусе под установку сателлитов, соответственно, у первого и второго сателлита; $B_2^{\text{т}}$ и $B_2^{\text{в}}$ – толщина опорной шайбы, соответственно, под первым и вторым сателлитом; M – разница ИМР сателлитов; α – угол зацепления конических шес-

терен; $\beta_{пл}$ - половина угла делительного конуса полуосевой шестерни.

В приведенных выражениях знаки (+) и (-) обозначают, что для принятого направления отсчета отклонения размеров от номинала, соответственно, увеличивают или уменьшают разницу зазоров.

Подставляя в (1) и (2) величины допусков, указанные в чертежах, можно рассчитать максимально возможную для данного узла величину суммарной разницы зазоров ($C_{\Sigma max}$), которая, однако, практически невероятна. Поэтому для получения реальных данных необходима вероятностно-статистическая оценка приведенных зависимостей.

Выражения (1) и (2) представляют суммы линейных преобразований случайных величин, т.к. в качестве коэффициентов имеются тригонометрические функции и др. коэффициенты. Поскольку в состав суммы входит достаточно большое количество слагаемых с различными законами распределения, то, в соответствии с центральной предельной теоремой теории вероятностей, независимо от законов распределения слагаемых, закон для суммы практически можно считать нормальным.

Для определения статистических характеристик были проведены замеры необходимых геометрических параметров большого количества (до 500) деталей дифференциала. Замеры проводились в течение длительного времени с целью исключения случайных внешних факторов (временной разладки оборудования, нестабильности технологии и т.п.).

В результате проведенной статистической обработки были получены кривые распределения со следующими характеристиками:

для выражения (1) - $\bar{C}_{\Sigma} = 0,14$ мм, $\sigma = 0,0355$ мм
(\bar{C}_{Σ} - математическое ожидание суммарной разницы зазоров,
 σ - среднеквадратическое отклонение указанной величины);

для выражения (2) - $\bar{C}_{\Sigma} = 0,157$, $\sigma = 0,08$ мм.

Для обоих случаев отношение $C_{\Sigma max} / \bar{C}_{\Sigma}$ получилось порядка 4,5. Полученная величина может быть применена для расчета \bar{C}_{Σ} практически у любого дифференциала трактора и автомобиля, поскольку технологические процессы изготовления одноименных деталей идентичны, вследствие чего характеристики распределения погрешностей пропорциональны номинальным размерам и параметрам точности деталей.

Нагруженность сателлитов и их цапф

Разница зазоров в зацеплении сателлитов с полуосевыми шестернями приводит к тому, что сателлиты неодновременно вступают в работу. Первым начинает передавать нагрузку тот сателлит (и его цапфа), который имеет наименьший зазор в зацеплении. Для вступления в работу следующего сателлита необходимо, чтобы детали и элементы деталей, связанные с первым сателлитом, получили деформацию, равную разнице зазоров у второго и первого сателлитов. К моменту вступления в работу второго сателлита, первый уже будет передавать нагрузку, т.е. сателлиты будут нагружены неравномерно. Аналогична схема вступления в работу последующих сателлитов.

Обозначив сателлиты в соответствии с порядком их вступления в работу - I, II, III, IV, получаем следующие выражения для величин коэффициента неравномерности нагрузки:

$$\begin{aligned} \Omega_I &= 1 + \frac{K_{\Sigma}}{P_{\Sigma}} (3\delta_{\Sigma}^I + 2\delta_{\Sigma}^{II} + \delta_{\Sigma}^{III}) ; \\ \Omega_{II} &= 1 + \frac{K_{\Sigma}}{P_{\Sigma}} (-\delta_{\Sigma}^I + 2\delta_{\Sigma}^{II} + \delta_{\Sigma}^{III}) ; \\ \Omega_{III} &= 1 - \frac{K_{\Sigma}}{P_{\Sigma}} (\delta_{\Sigma}^I + 2\delta_{\Sigma}^{II} - \delta_{\Sigma}^{III}) ; \\ \Omega_{IV} &= 1 - \frac{K_{\Sigma}}{P_{\Sigma}} (\delta_{\Sigma}^I + 2\delta_{\Sigma}^{II} + 3\delta_{\Sigma}^{III}) , \end{aligned} \quad (3)$$

где $\delta_{\Sigma}^n = e_{n+1} - e_n$ - разница зазоров в зацеплении с полуосевыми шестернями у $(n+1)$ -го и n -го сателлитов; P_{Σ} - суммарная нагрузка на все сателлиты; K_{Σ} - суммарная жесткость деталей и элементов деталей, связанных с одним сателлитом.

Для статистической оценки использовано первое выражение формулы (3), дающее наибольшую величину Ω . Относительно сателлита, первым вступившим в работу, каждый из трех остальных может быть соседним или противоположным. Количество возможных перестановок трех сателлитов относительно одного - всего три (рис.1), причем каждый случай равновероятен. Поэтому в (3) подставляем значения δ_{Σ}^I , δ_{Σ}^{II} и δ_{Σ}^{III} , полученные из (1) и (2) в зависимости от порядка работы сателлитов, и получаем три распределения величины Ω (рис.1).

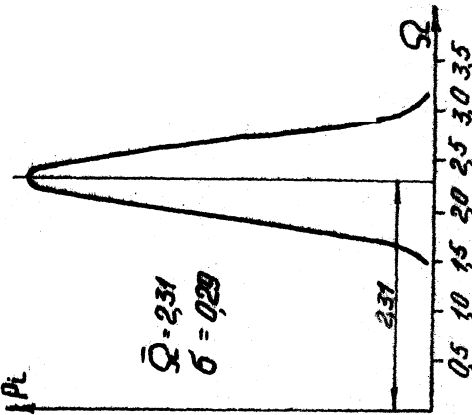
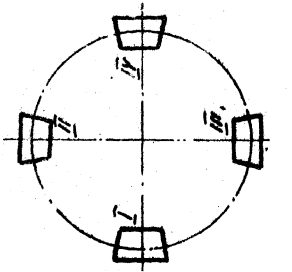
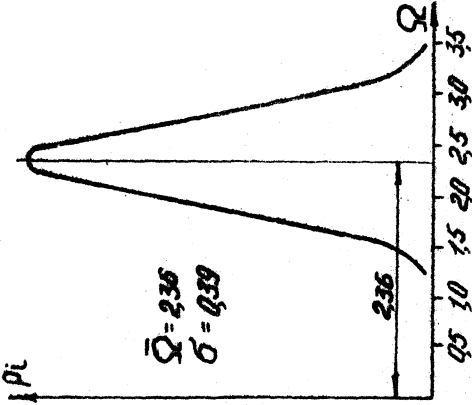
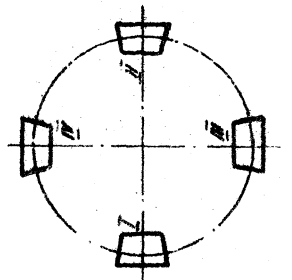
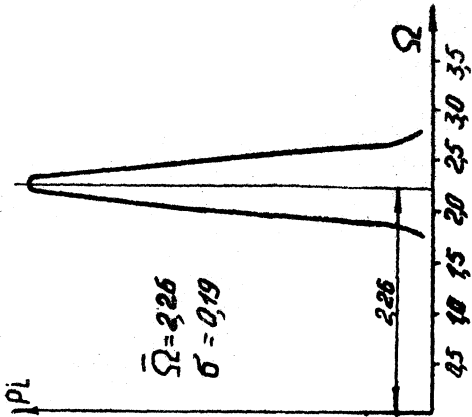
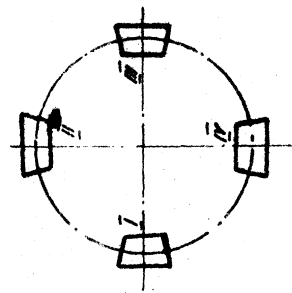


Рис. 1. Результаты вычисления $\bar{\Omega}$ при разном порядке включения сегментов в работу.

Для расчета следует принимать самую большую характеристику ($\Omega = 2,36$; $\beta_{\Omega} = 0,39$), получая для остальных случаев некоторый запас. Учитывая указанную выше идентичность характеристик распределения $C_x(\delta_x)$ для дифференциалов тракторов и автомобилей (особенно средней грузоподъемности), следует считать, что для таких дифференциалов максимальная величина коэффициента неравномерности распределения нагрузки между сателлитами будет, наверняка, больше двух.

При анализе влияния погрешностей размеров деталей на формирование величины суммарной разницы зазоров все погрешности были классифицированы на постоянные и переменные. Переменные погрешности имеют характер биений с частотой, соответствующей угловой скорости вращения конических шестерен или частоте вхождения зубьев в зацепление. Наибольший интерес представляет вторая частота, т.к. она больше первой в Z раз (Z — число зубьев) и в силу этого может вызывать появление на цапфах высокочастотных колебаний нагрузок. Источником таких колебаний является погрешность профиля зуба, величина которой соизмерима с другими погрешностями, имеющими наибольшую величину. В связи с изложенным, возникла задача аналитически определить влияние частоты (на разных скоростях) и величины погрешности профиля зуба на характер и величину усилий, передаваемых цапфой сателлита, т.е. установить являются эти условия динамическими (зависящими от скорости) или нет.

Расчет колебательных нагрузок на цапфах сателлитов, основанный на решении системы дифференциальных уравнений, связывающих основные параметры отдельных звеньев дифференциала, выполнен на основе разработанного в Проблемной автомобильной лаборатории БИИ (под руководством И.С.Цитовича) метода динамических аналогов. Расчет проведен на аналоговой вычислительной машине МНБ-1. В основе расчета лежит замена системы деталей дифференциала (цапфа-сателлит-полуосевая шестерня-вал полуосевой шестерни) эквивалентной ей механической моделью, для которой построена соответствующая динамическая модель (рис.2а). Приведенной модели соответствует следующая система дифференциальных уравнений:

$$\ddot{X}_{кр} = \frac{1}{m_{кр}} (\overset{\circ}{P}_{gз} - P_{кр}); \quad (4)$$

$$\ddot{X}_{uzr} = \frac{1}{m_{uzr}} (P_{gz} - P_{uzr} - \pi \dot{X}_{uzr});$$

$$\ddot{P}_{gz} = C_3 [f(h_0) - \dot{X}_{kr} - \dot{X}_{uzr}];$$

$$\dot{P}_{kr} = C_{kr} \cdot \dot{X}_{kr}; \quad \dot{P}_{uzr} = C_{uzr} \cdot \dot{X}_{uzr};$$

где m_{kr} - приведенная масса полуосевой шестерни, соответствующая крутильным колебаниям ее вала; m_{uzr} - приведенная масса сателлита, соответствующая изгибным колебаниям цапфы; X_{kr} - крутильная деформация вала полуосевой шестерни; X_{uzr} - изгибная деформация цапфы; P_{gz} - условное динамическое усилие в зубчатом зацеплении; P_{kr} - усилие, вызывающее крутильную деформацию; P_{uzr} - усилие, вызывающее изгибную деформацию; π - "машинный" коэффициент трения в соединении сателлит-цапфа; C_3 , C_{kr} , C_{uzr} - жесткости, соответственно, зубчатого зацепления, вала полуосевой шестерни и цапфы.

Для решения указанной системы на МНБ-1 была составлена блок-схема (рис.2б).

Проведенным расчетом установлено, что величины амплитуд нагрузок на цапфах не зависят от скорости вращения в принятом диапазоне (вплоть до IX - высшей передачи КШ трактора), т.е. эти нагрузки не носят динамического характера, а зависят лишь от величин погрешностей размеров деталей и их жесткостей (табл.1).

Результаты расчета на АВМ колебательных нагрузок на цапфах сателлитов

Таблица I

Погрешность профиля зуба мм	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Усилие на цапфе, кг	180	225	270	315	360	405	450

Рассчитанные с использованием коэффициента неравномерности (3), величины усилий на цапфах позволяют перейти к определению удельных давлений в соединении сателлит-цапфа.

Выше указывалось, что наилучшее решение задачи даст метод И.Я.Штаермана. Предложенное им интегродифференциальное уравнение

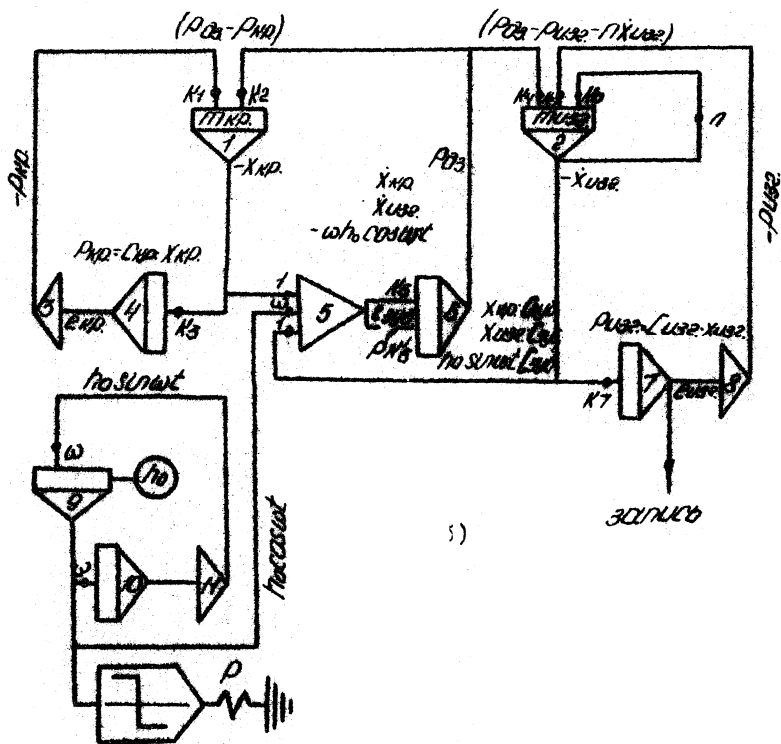
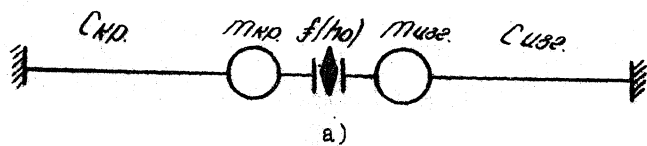


Рис. 2. Динамическая модель (а) и блок-схема (б) для расчета колебательных нагрузок на контактах конденсаторов.

Прандтля решается методом проф.Вакуа. Удельное давление нахо - дится решением системы линейных уравнений:

$$P_k = \frac{96 E}{2r(1-\mu^2)} Q_k \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (5)$$

где ϵ - радиальный зазор в соединении; E - модуль упругости; r - радиус цапфы; μ - коэффициент Пуассона; Q_k - параметр нагрузки (расчетные зависимости и пример расчета Q_k приведены в диссертации); n - количество интервалов, на которые разбивается при решении длина дуги центрального угла контакта деталей.

В настоящей работе метод И.Я.Штаермана для материалов с одинаковыми модулями упругости (5) распространен на материалы, имеющие различные модули упругости. В результате получена зависимость величины половины центрального угла контакта (φ_0) от погонной нагрузки (отношения силы к длине контакта), характеристик соединения и контактирующих материалов (рис.3а). Кроме того, построены эпюры удельных давлений для различных углов контакта деталей (рис.3б).

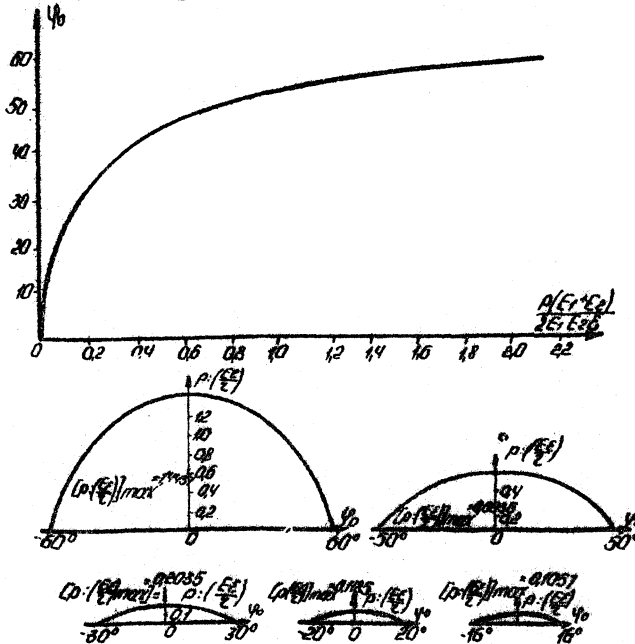


Рис.3. Расчет удельных давлений в соединении сателлит-цапфа: а) определение φ_0 ; б) определение P_k

Таким образом, метод расчета удельных давлений в соединении сателлит-цапфа заключается в следующем. По известной силе (следовательно, погонной нагрузке) на цапфе и по характеристикам соединения (ε , E_1 и E_2) находим φ_0 .

Затем рассчитываем эпюру удельных давлений для данного значения

φ_0 . А при наличии заранее построенных эпюр для наиболее часто встречающихся близких значений φ_0 , все последующие расчеты сводятся к использованию уже построенных графиков.

Например, для трактора МТЗ-50 при: $P_{ср} = 1315$ кг (по номинальной силе тяги) и $\Omega = 2,36$ -

$$P_{нар.} = \frac{P_{ср}\Omega}{l} = 1070 \text{ кг}; \quad \frac{P_{нар}}{E\varepsilon} = 0,0463 \text{ (т.к. } E_1 = E_2);$$

$$\varphi_0 = 16^\circ; \quad P_{кmax} = 0,1057 \frac{E\varepsilon}{r} \text{ (рис. 3б); } P_{кmax} = 976 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Условия трения в соединении сателлит-цапфа

Для соединения сателлит-цапфа, являющегося подшипником скольжения, был проведен расчетный анализ условий трения.

Оценка по диаграмме Герси-Штрибека и определение характерных точек на этой диаграмме по критерию Фогельполя показали, что рассматриваемый подшипник на всех своих режимах работает в условиях граничного трения, при котором коэффициент трения кон-тактирующих поверхностей равен 0,2.

Для расчета подшипников скольжения, работающих в условиях граничного трения, применяются два основных критерия: допустимая удельная нагрузка $[p]$, определяемая статической прочностью подшипника, и допустимая удельная передаваемая мощность $[p\vartheta]$, оцениваемая тепловыделением на единицу поверхности и связанная с прочностью адсорбированной пленки и сохранением смазывающей способности масел. Эти критерии определяются опытным путем и обычно приводятся в качестве справочных рекомендаций. Однако величины $[p]$ и $[p\vartheta]$, определяемые из условия равномерной эпюры, в силу высказанных выше соображений, не могут быть использованы. Поэтому единственно возможной оценкой остается определение температуры трения (ϑ_f) и сравнение ее с критической температурой, допускаемой для применяемого масла.

Поскольку отсутствуют зависимости для достаточно точного определения температуры трения, можно применить известную фор-

муду Блока, одновременно учитывая, что, по данным многих исследований, действительные температуры трения превосходят величины, полученные по формуле Блока, в 2,1 - 2,4 раза. Преобразуя указанную формулу для условий, характерных для рассматриваемого соединения, получаем:

$$\varphi_f = (2,1 \div 2,4) \cdot 0,063 \frac{\rho v \sqrt{\varphi_0}}{1 + 2,57 \sqrt{v \sqrt{\varphi_0}}} \text{ град,} \quad (6)$$

где ρ - удельная нагрузка по Герпу; v - скорость скольжения в см/сек; φ_0 - половина угла контакта в рад.

Полученные в результате расчета величины температур находятся в диапазоне 180° - 350° (в зависимости от режима работы трактора), в то время, как допустимая критическая температура для применяемого масла АК-15 составляет 160°.

Наличие "цветов побежалости" на цапфах и сателлитах, вышедших из строя в процессе эксплуатации, подтверждает правильность проведенного расчета.

3. Методика экспериментальных исследований

Экспериментальная установка

Для проведения параметрических и ресурсных исследований была разработана и отлажена экспериментальная установка - стенд, кинематическая схема которого приведена на рис.4.

Особенностью стенда является то, что на нем можно воспроизводить любые скоростные и нагрузочные режимы работы дифференциала, имеющие место в эксплуатации при одновременной имитации как прямолинейного движения, так и минимального радиуса поворота машины с полной остановкой одного колеса.

Ресурсные исследования проводились по программе, обеспечивающей полную остановку поочередно каждой полуосевой шестерни в течение 20 сек., с промежутками между остановками в течение 40 сек. при одновременной передаче испытываемым узлом заданной нагрузки. Такой режим при испытаниях задавался и поддерживался автоматической системой управления стендом. Установлено, что испытания по указанной программе в течение 36 час. соответствуют по дефекту соединения сателлит-цапфа 6000 час. работы в эксплуатации.

На стенде проводились также параметрические исследования с целью проверки выдвинутых теоретических положений.

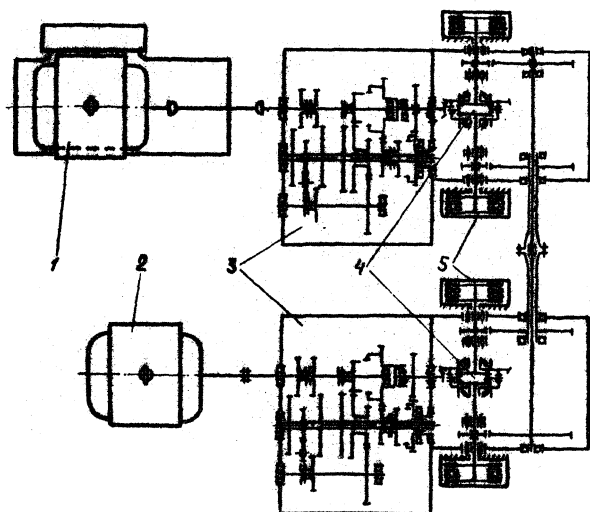


Рис.4. Кинематическая схема стенда
 1 - нагружающее устройство (тормоз); 2 - приводной двигатель; 3 - трансмиссия трактора; 4 - испытуемый дифференциал; 5- остановочные тормоза трансмиссии.

Оборудование для параметрических исследований

Конструкция дифференциалов большинства тракторов и автомобилей такова, что цапфы сателлитов не являются отдельными деталями, а объединены по две или по четыре в одну деталь, называемую, соответственно, осью или крестовиной. Поэтому нагрузка от одного сателлита сказывается на деформации цапфы второго сателлита и т.д., вследствие чего величина деформации цапфы не соответствует передаваемой ей нагрузке. В этих условиях определение усилий, передаваемых цапфой, по величине ее деформации не представляется возможным. Для определения действительной нагруженности цапф последние были изготовлены со специальными вкладышами (рис.5).

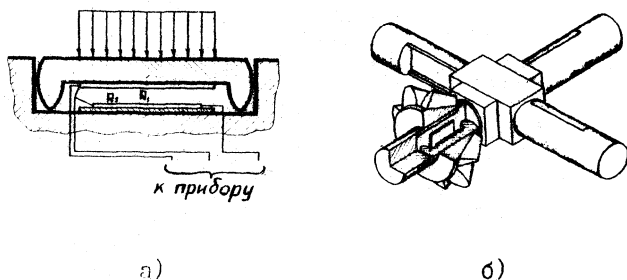


Рис.5. Цапфы сателлитов с тензовкладками
 а) — схема работы вкладки; б) — общий вид.

Рассмотренное устройство позволяет применить стандартную тензоаппаратуру и, что самое главное, дает возможность регистрировать нагрузку от каждого сателлита независимо от нагрузки на остальных.

Важным обстоятельством явилось также и то, что привод токо-съемных устройств осуществлялся от цапф сателлитов (или, что одно и то же, от корпуса), а не от полуосевых шестерен. В результате была получена возможность проводить исследования при различных режимах работы дифференциала: при имитации прямолинейного движения, при имитации поворота остановкой одного колеса, а также на промежуточных режимах.

Запись нагрузок производилась одновременно на четырех цапфах, что позволяло определять соотношения нагрузок в любой момент времени и на любом режиме.

Было применено три вида тарировки аппаратуры: а) статическая при непосредственном нагружении цапфы грузом; б) статическая при установке в трансмиссию дифференциала с одним сателлитом и нагружении через полуосевую шестерню; в) динамическая при установке на стенд дифференциала с одним сателлитом, через который передавалась вся нагрузка при работе стенда. Применение указанных видов тарировки и их последующий анализ позволили повысить точность замеров.

Условия проведения исследований

При регистрации нагрузок на цапфах было использовано 9 различных нагрузочно-скоростных режимов, позволяющих, кроме исследо-

вания конструктивных параметров, определять влияние нагрузки при постоянной скорости и влияние скорости при постоянной нагрузке. Различные скоростные режимы создавались при включении в КПШ Ш, УІ и ІХ (вышей) передач; нагрузочные режимы при помощи нагружающего устройства стенда обеспечивали передачу дифференциалом нагрузки, соответствующей 0,33; 0,66 и 0,85 номинальной.

Для проведения исследований влияния различных конструктивных факторов на нагруженность использовались детали, отличающиеся друг от друга каким-либо одним параметром (сателлиты с различными величинами ИМР, шайбы сателлитов с различной толщиной и т.д.). Кроме того, ряд конструктивных факторов воспроизводился специальными имитаторами (эксцентричные втулки в корпусе для воспроизведения погрешностей расположения цапф, шайбы полуосевых шестерен с увеличенной непараллельностью рабочих поверхностей и т.д.). Одновременно проводились исследования возможностей компенсации погрешностей размеров и уменьшения неравномерности нагрузки (напр. с разъемными ведущими шестернями конечной передачи и др.).

Кроме описанной выше, была создана установка для испытаний деталей и элементов дифференциала, работающих на усталость (напр. корпус, цапфы на изгиб и т.п.). В этой установке дифференциал испытывался в оборе со всей трансмиссией. Время испытаний, соответствовавшее ресурсу узла в эксплуатации 6000 час., составляло 400 час.

IV. Экспериментальные исследования нагруженности и долговечности дифференциала

Исследования распределения нагрузки по сателлитам

Параметры нагруженности цапф сателлитов по различным конструктивным вариантам дифференциала получены в виде эмпирических распределений величин усилий на цапфах, а также в виде коэффициентов неравномерности распределения нагрузки между цапфами.

Сравнение двух вариантов, из которых в одном все сателлиты имели одностороннее смещение фаз ИМР (синфазная установка), а во втором один из сателлитов был установлен антифазно (повернут на 180° по сравнению с предыдущим вариантом) показало, что только за счет ^{того} установки на цапфе с повернутым сателлитом коэффи-

инент вариации нагрузки увеличился в 2 раза, т.е. резко увеличилась амплитуда нагрузки при неизменной ее средней величине. Коэффициент неравномерности во втором случае увеличился в 1,16 раза. Когда на одной из цапф был установлен другой сателлит с большей величиной ИМР на 0,11 мм, это вызвало увеличение нагрузки на цапфе на 250 кг при всех остальных неизменных деталях и постоянстве нагрузки на дифференциале. Коэффициент неравномерности увеличился в 1,08 раза.

Сопоставление различных вариантов установки полуосевых шестерен — неподвижной (с цельной ведущей шестерней конечной передачи) и с увеличенной подвижностью (с разъемной ведущей шестерней конечной передачи) показало, что во втором случае коэффициент вариации нагрузки на всех цапфах уменьшился в 1,3 раза.

Влияние биения ИМР полуосевых шестерен оценивалось по величинам спектральных плотностей нагрузки, рассчитанных на аналогово-цифровом комплексе Института технической кибернетики АН БССР по разработанным там программам. При величине биения торцевой опоры полуосевой шестерни 0,05 мм энергия процесса на низкой частоте (от биения торца) примерно на 20% выше, чем на высокой (от погрешностей зубьев). С увеличением биения торца на 0,1 мм (от установки шайбы с непараллельностью опорных плоскостей) энергия процесса на низкой частоте в 3 раза превысила энергию на высокой частоте.

При всех исследованиях получено весьма высокое количественное совпадение с результатами расчета по формулам (1) и (2). Так, отношение увеличения толщины опорной шайбы сателлита к увеличению ИМР сателлита при одинаковом их влиянии равно $tg \beta_{nw} = 1,83$. И если увеличение ИМР на 0,11 мм вызвало увеличение нагрузки на цапфе на 250 кг., то такое же увеличение толщины шайбы увеличило нагрузку на 450 кг., т.е. в 1,8 раза больше.

Полученными результатами подтверждена возможность компенсации погрешностей размеров одних деталей за счет других. Но это касается только постоянных погрешностей, не изменяющихся в процессе вращения деталей. Переменные погрешности, имеющие характер биений, подобным образом компенсированы быть не могут.

Одновременно установлено, что такие погрешности, как ΔL , $(\varepsilon - d)$, $(B_1^x - B_1^y)$ и др. имеют относительно малую величину и не оказывают существенного влияния на неравномерность распре-

деления нагрузки. Наибольшее влияние (до 30%) оказывают погрешности размеров сателлитов и полуосевых шестерен (M и ΔM).

Все имеющиеся реализации с записями нагрузок на цапфах были обработаны статистически на ЭЦВМ "Минск-22" по алгоритмам, разработанным в Проблемной автомобильной лаборатории ЕПИ. При обработке определялись числовые характеристики экспериментального распределения (среднее, дисперсия, коэффициенты асимметрии и эксцесса). Кроме того, методом моментов рассчитаны выравнивающие частоты следующих распределений: нормального, логарифмически нормального, типа А, Пирсона (4-й тип). Сопоставление расчетных характеристик в экспериментальной в соответствии с критерием Колмогорова показало, что наилучшую аппроксимацию дает нормальный закон.

Ресурные испытания

Испытаниям подвергалось около 200 вариантов дифференциала с различными изменениями. Изменения носили как конструктивный характер (усовершенствование подвода смазки, изменение размеров и точности деталей, установка различных втулок на поверхностях трения, компенсация погрешностей размеров деталей и т.п.), так и технологический (упрочняющие покрытия, покрытия для улучшения приработки и снижения коэффициента трения, метод фиксации втулок и т.п.).

По результатам испытаний в серийное производство на МТЗ введены следующие усовершенствования дифференциала: 1) **увеличение точности изготовления зубьев сателлитов и полуосевых шестерен**; 2) **увеличение зазора в соединении ступицы полуосевой шестерни с корпусом**; 3) **повышение точности опорных шайб сателлитов введением их шлифования**; 4) **установка крыльчатки для разбрызгивания масла**; 5) **применение осей сателлитов со взаимной осевой фиксацией и ряд других.**

На рис. 6 приведена диаграмма долговечности наиболее характерных вариантов дифференциала.

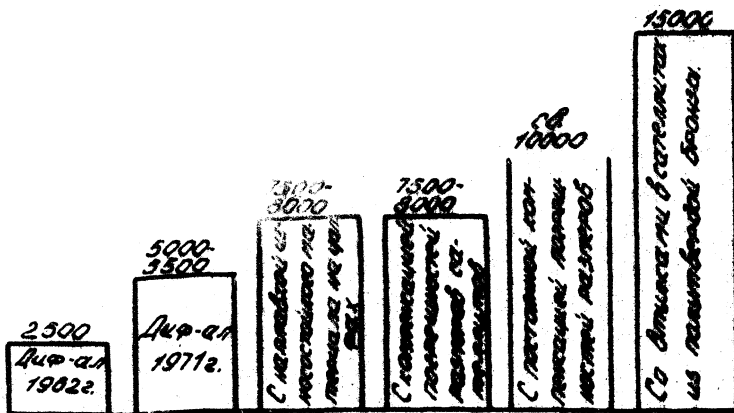


Рис.6. Диаграмма долговечности дифференциала
(в часах)

В ы в о д ы

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Установлено, что основным элементом, лимитирующим долговечность дифференциала колесного трактора, является соединение сателлит-цапфа сателлита. Высокие удельные нагрузки и неудовлетворительное протекание процесса трения в соединении приводят к задирам, схватыванию и износу.

2. Высокие удельные нагрузки в соединении сателлит-цапфа возникают, главным образом, неравномерным распределением нагрузок между сателлитами дифференциала вследствие наличия погрешностей размеров входящих в него деталей, в результате чего зазоры в зацеплении каждого сателлита с полуосевыми шестернями имеют неодинаковую величину. Наибольшую нагрузку передает цапфа сателлита, имеющего наименьший зазор в зацеплении, и наоборот.

3. Установлено, что величину удельной нагрузки в соединении сателлит-цапфа с учетом радиальных зазоров между деталями соедине-

ния целесообразнее определять по теории И.Я.Штаермана, дающей не только максимальные величины удельных нагрузок, но и эпюры их распределения в поперечном сечении.

Проведено усовершенствование метода Штаермана, позволившее применить его для сопряжений, материалы деталей которых имеют различные модули упругости.

4. Полученные теоретические зависимости, определяющие влияние погрешности каждого размера на величину разницы зазоров в зацеплении сателлитов с полусосевыми шестернями, показывают, что наибольшую долю в формировании указанной разности имеют погрешности размеров сателлитов и полусосевых шестерен – до 60%, что указывает на необходимость повышения точности изготовления этих деталей до 8 степени по ГОСТ 1758-56. Статистическая обработка данных замеров деталей дифференциала и расчет их по полученным зависимостям дали возможность установить среднюю величину разницы зазоров для трактора МТЗ-50 – 0,14 – 0,157 мм при среднеквадратическом отклонении этой величины – 0,0355 – 0,08 мм.

5. Выведенные зависимости между величинами коэффициента неравномерности распределения нагрузок по сателлитам и разницы зазоров в зацеплении с учетом жесткостей деталей позволили установить среднестатистическую величину коэффициента неравномерности – 2,36 со среднеквадратическим отклонением – 0,39.

Учитывая, что технология и точность изготовления деталей дифференциалов многих тракторов и автомобилей идентичны, полученную величину можно рекомендовать для введения в расчет дифференциалов этих машин.

6. Расчет колебательных нагрузок на цапфах, выполненных на АВМ МНБ-1, показал, что эти нагрузки не имеют динамического характера, т.е. не изменяются при изменении скорости, а зависят лишь от величин погрешностей размеров деталей и их жесткостей. Проведенный расчет подтвердил необходимость повышения точности изготовления деталей при отсутствии компенсации погрешностей их размеров.

7. Для проведения экспериментальных исследований разработаны конструкции стендов (авторские свидетельства № 200847 и № 266307) и составлены программы. Ресурсные испытания обеспечивали состояние деталей, эквивалентное требуемому ресурсу – 6000 час., при испытании пар трения – за 36 час., при усталостных испытаниях – за 400 час. Для параметрических исследований была проведена разработка

и расчет измерительных устройств, позволивших применить стандартную тензотензометрическую аппаратуру, а также сделаны необходимые теоретические и конструктивные проработки для последующей проверки факторов, влияющих на неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.

8. Экспериментальные параметрические исследования с последующей статистической обработкой данных на ЭЦВМ Минск-22 (БЦИ) и аналогово-цифровом комплексе ИТК АН БССР подтвердили сделанные теоретические предположения о влиянии различных погрешностей размеров деталей на величину коэффициента неравномерности распределения нагрузок между сателлитами и рекомендовать для расчетов полученную величину. Ресурсные испытания также подтвердили правильность изложенных теоретических предположений: при компенсации ряда погрешностей размеров долговечность узла увеличилась в 2 раза. Кроме того, большим объемом ресурсных испытаний выявлен ряд факторов, повышающих долговечность дифференциала. С внедрением на тракторе МТЗ-50 семи усовершенствований в дифференциале долговечность узла возросла с 2500 час. в 1962г. до 5000-5500 час. в 1971г., что дало в народном хозяйстве экономию 475 тыс.руб. А установка в сателлите втулок из полутвердой бронзы обеспечивает ресурс соединения сателлит-цапфа до 15000 час. Высокую долговечность - более 10000 час. показал дифференциал с постоянной компенсацией погрешностей размеров деталей, позволяющей уравнивать нагрузки между сателлитами и на требующей бронзовых втулок в сателлитах (а.с. № 364202).

х

х

х

Основные положения диссертации докладывались на научно-технических конференциях Белорусского политехнического института в 1966, 1968, 1969, 1972 гг., Белорусского института механизации сельского хозяйства в 1969г., на межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов (Минск, 1968г.), на научно-технической конференции по применению математических методов и электронно-вычислительной техники при испытании тракторов и сельхозмашин (Солнечногорск, 1971г.)

на конструкторской секции НТО Минского тракторного завода (1968 и 1972г.) и опубликованы в следующих работах:

1. Белов С.М., Вензель Л.И. Исследование факторов, влияющих на распределение нагрузки между сателлитами дифференциала. В сб. "Машиностроение и металлообработка", № 2, БПИ, Минск, 1968.

2. Белов С.М., Вензель Л.И. Распределение нагрузки между сателлитами и долговечность дифференциала трактора МТЗ-50. В сб. "Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей", вып.13, БИМСХ, Горки, 1969.

3. Белов С.М., Вензель Л.И. Методика исследования надежности и долговечности дифференциала трактора "Беларусь" МТЗ-50. В сб. "Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов". Изд-во "Вышая школа", Минск, 1970.

4. Белов С.М., Вензель Л.И. Анализ конструкций дифференциалов колесных тракторов и исследование факторов, влияющих на надежность их работы. В сб. "Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей", вып.19, БИМСХ, Горки, 1971.

5. Кошман В.Н., Вензель Л.И., Фельдман И.Н. К характеристике нагрузочных режимов силовой передачи трактора "Беларусь". В сб. "Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей", вып.19, БИМСХ, Горки, 1971.

6. Бойков П.И., Белов С.М., Вензель Л.И. Исследование надежности и долговечности дифференциала трактора "Беларусь". "Тракторы и сельхозмашины", № 2, 1969.

7. Белов С.М., Вензель Л.И. Нагруженность сателлитов определяют датчики. "Промышленность Белоруссии", № 10, 1968.

8. Яковлев Г.М., Гайдукевич Н.П., Ксеневиц И.П., Ховхун С.В., Вензель Л.И. Заливка деталей износостойкими сплавами. "Промышленность Белоруссии", № 10, 1968.

9. Вензель Л.И. Применение аналоговых вычислительных машин для исследования динамических нагрузок на осях сателлитов дифференциала. В сб. трудов конференции по применению математических методов и электронно-вычислительной техники при испытании тракторов и сельхозмашин. В/О "Сельхозтехника" ЦНИИТЭИ., М., 1971.

10. Белов С.М., Вензель Л.И., Эткин М.И. Стенд для испытания трансмиссий транспортных средств. Авторское свидетельство № 200847, кл.42k, 2I/02.

11. Белов С.М., Вензель Л.И. Стенд для испытания транс-
миссий. Авторское свидетельство № 266307, кл. 42к, 21/02.