

M/28047

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

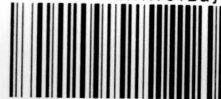
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

Инж. В. И. САМОКАЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ВЗАИМОЗА-
МЕНЯЕМОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ
С ЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

05.251 «Метрология и взаимозаменяемость»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



1128047

Самокаев В.И. Исследования

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана на кафедре
«Метрология и взаимозаменяемость».

Научные руководители:

д. т. н., проф. Якушев А. И.,

к. т. н., доц. Ляндон Ю. Н.

Официальные оппоненты:

д. т. н., проф. Дубровский А. А., МИИСП им. Горячкина,

к. т. н., доц. Галашин В. А., МВТУ.

Ведущая организация — Государственный союзный ордена
Ленина, ордена Красной Звезды, ордена Крас-
ного Знамени Ижевский

Автореферат разос-

Защита диссертации
на заседании Ученого
механизация произво

Отзыв на автореф
печатью, просим нап
манская, 5.

С диссертацией м
им. Баумана.

В проекте директив пятилетнего плана развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 годы ставится задача повышения технического уровня всех видов выпускаемой продукции, в том числе, улучшение ассортимента и качества товаров народного потребления, длительного пользования.

Одной из важнейших задач является "обеспечение при производстве однородных узлов и деталей полной их взаимозаменяемости в процессе использования".

В борьбе за ускорение технического прогресса вопросы повышения качества, в том числе и долговечности машин, агрегатов и узлов приобретают особое значение.

Поставленные задачи полностью относятся и к транспортному машиностроению, продукция которого пользуется большим спросом, как в нашей стране, так и за рубежом.

Основными показателями качества любых изделий является их надежность и долговечность. Долговечность и надежность машины в целом определяется долговечностью и надежностью отдельных ее элементов: деталей, узлов, агрегатов.

М/2 47
Одним из главных узлов в подвесках транспортных машин является гидравлический амортизатор. В настоящее время наиболее широкое распространение получили гидравлические амортизаторы телескопического типа с линейным и квадратичным законом изменения силы сопротивления от скорости поршня. Амортизаторы с линейной характеристикой преимущественно применяются в подвесках легких транспортных машин - мотоциклах, мотороллерах, мопедах.

Различными исследователями установлено, что амортизаторы оказывают большое влияние на плавность хода, устойчивость при движении и другие эксплуатационно-технические качества машины в целом.

Основным недостатком гидравлических амортизаторов с линейной характеристикой является их низкое качество и особенно долговечность.

Данная работа посвящена исследованию гидравлических амортизаторов с линейной характеристикой с позиций функциональной взаимозаменяемости, основные принципы которой заложены в рабо-

тах Якушева А.И., Ляндона К.Н., Дуин-Барковского И.В. и др.

Основной целью исследований является разработка инженерной методики расчета точности геометрических параметров дросселирующей системы амортизатора, исходя из заданных эксплуатационных требований, без существенного усложнения конструкции при технологически выполнимых допусках на геометрические функциональные параметры. Большая часть в работе отведена вопросу повышения долговечности амортизаторов.

1. Состояние вопроса и постановка задачи исследований.

В первой главе содержится обзор литературы и производственных данных по исследованию и расчету гидравлических амортизаторов.

Исследованию гидравлических амортизаторов посвящены работы Левзнера Я.М., Скиндера И.Б., Дербаремдикера А.Д., Илларионова В.А., Панфилова В.Г., Добрых и др. Из зарубежных исследователей следует отметить работы Ременшнергера В., Кокотта Е., Апетаура М и др.

Анализ литературных данных показал, что основными специфическими эксплуатационными показателями гидравлических амортизаторов являются: характеристика, коэффициент сопротивления, энергоемкость и термостатичность. Необходимым условием работоспособности амортизатора является герметичность рабочего пространства.

Основными функциональными параметрами амортизаторов с линейной характеристикой являются величины зазоров между поршнем и цилиндром, штоком и направляющей, отклонения формы, расположения, шероховатость поверхностей деталей дросселирующей системы и вязкость рабочей жидкости.

Большинство исследований посвящено амортизаторам с нелинейной характеристикой. Вопросы точности изготовления деталей дросселирующей системы таких амортизаторов наиболее полно отражены в работах Дербаремдикера А.Д.

Амортизаторы с линейной характеристикой до настоящего времени исследованы недостаточно. Отсутствует научно-обоснованная методика расчета дроссельных щелей и точности геометрических функциональных параметров, поэтому предъявляемые точностные требования к операциям деталей ответственных сопряжений час-

И. И. С. СЛУЖБА
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

то не соответствуют степени влияния их на эксплуатационные показатели. Установление величины зазоров осуществляется путем непосредственного экспериментирования, что удлиняет сроки разработки новых конструкций амортизаторов и увеличивает затраты на их проектирование. При нормировании точности изготовления функциональных поверхностей деталей конструкторы исходят, главным образом, из технологических принципов, тогда как по функциональному назначению амортизатора исходным должен быть принцип, основанный на предъявляемых требованиях, с учетом технологичности обрабатываемых поверхностей.

Одним из средств повышения эксплуатационных свойств гидравлических амортизаторов является производственный контроль основных показателей. Разработка новых, более производительных методов и средств контроля является одной из актуальных задач.

Учитывая изложенное, необходимо было решить следующие задачи:

1. Аналитически определить предельные значения основных эксплуатационных показателей в начале и в конце срока службы амортизатора по условию плавности хода мотоцикла ИД-П.
2. Установить аналитически зависимость коэффициента сопротивления одностороннего амортизатора с линейной характеристикой от функциональных параметров и степень их влияния на эксплуатационные показатели. Экспериментальными исследованиями проверить достоверность полученных аналитических выражений. Разработать инженерную методику расчета зазоров и точности изготовления поверхностей деталей дросселирующей системы.
3. Экспериментальными исследованиями на износ установить целесообразность конструктивных изменений с целью повышения долговечности амортизаторов и обосновать технико-экономическими расчетами.
4. Разработать новый метод контроля усилия сопротивления, дать аналитическое обоснование его и принципиальную схему стенда.

II. Теоретические исследования гидравлического амортизатора.

Теоретическими исследованиями колебаний двухколесной машины установлены предельные значения коэффициента сопротивления нового амортизатора и допустимая величина его в конце срока службы по условию плавности хода. Критерием при оценке плавности хода принимались максимальная величина ускорения $\ddot{y}_{max}$ и среднеквадратическое значение $\sigma_{\ddot{y}}$. Анализ динамической системы производился методом передаточных функций, определяющих реакцию системы на внешнее возмущение, путем построения амплитудно-частотных и модульно-частотных характеристик ускорения. При некоторых допущениях передаточная функция в общем виде выражается зависимостью

$$W(s) = \frac{y(s)}{q(s)} = \frac{C_p C_{ш} + C_{ш} k s}{M m s^4 + (M + m) k s^3 + [m C_p + M(C_{ш} + C_p)] s^2 + k C_{ш} s + C_p C_{ш}} \quad (1)$$

где $y(s)$ — изображение выходного сигнала;

$q(s)$ — изображение входного сигнала;

C_p — жесткость подвески;

$C_{ш}$ — жесткость шины;

k — сопротивление амортизатора;

M — масса поддрессоренных частей;

m — масса неподдрессоренных частей;

$S = j\omega$ — оператор дифференцирования;

ω — частота.

Для различных значений k , путем соответствующих преобразований уравнения (1) были получены выражения амплитудно-фазовых частотных характеристик системы. Так для передней подвески мотоцикла ИЖ-П и $K_1 = 0,15 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$ амплитудно-фазовая частотная характеристика имеет вид:

$$W_k(\omega) = \frac{1,74 \cdot 10^8 + 1,24 \omega^4 - 14446 \omega^2 + (0,023 \omega^5 - 182,3 \omega^3) \cdot j}{(1320 - 11,17 \omega^4 + 12,8 \cdot 10^{-4} \omega^6)^2 + (18 \omega - 1,49 \cdot 10^{-4} \omega^3)^2}$$

Для выбора оптимальных значений K были проведены исследования реакции системы для $K_1 = 0,15$; $K_2 = 0,30$; $K_3 = 0,6$; $K_4 = 1,0 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$, при движении машины по крупнобульбному шоссе со

скоростью 40 км/час. Анализ энергетических спектров вертикальных ускорений показал, что $\ddot{y}_{2max}$ и $\sigma_{\ddot{y}}$ имеют минимальную величину при $\Psi^* = 0,16$. Амортизаторы, обеспечивающие $\Psi = 0,08$ и $\Psi = 0,32$, дают отклонение $\sigma_{\ddot{y}}$ от $\sigma_{\ddot{y}}$ - 14-18% соответственно. При $K_4 = 1,0 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}$ $\sigma_{\ddot{y}} = 0,72 g$ или составляет $1,49 \sigma_{\ddot{y}}$, а величина $\ddot{y}_{2max} = 2,16 g$.

Таким образом установлено, что новый передний амортизатор одностороннего действия мотоцикла ИЖ-П должен иметь приведенный к штоку $k_{aнд}^* = 50 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$, $k_{aнм}^* = 23,5 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$. Нижний предел применения амортизатора в подвеске при $k_{aнм}^* = 12 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$.

Используя уравнения гидравлики и формулу расхода вязкой жидкости через кольцевой зазор получена зависимость коэффициента сопротивления k_a^* одностороннего амортизатора от конструктивных параметров:

$$k_a^* = \frac{12 \mu F_{\text{эф}}^2}{\pi (\alpha_1 S_1^3 + \alpha_2 S_2^3) \Psi_3} \quad (2)$$

где μ - динамическая вязкость рабочей жидкости;

$F_{\text{эф}} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ - эффективная площадь поршня;

$\alpha_1 = \frac{d_1}{\ell_1}$ и $\alpha_2 = \frac{d_2}{\ell_2}$ - отношение диаметров к длинам сопряжений соответственно для поршня и штока;

S_1 и S_2 - радиальные зазоры в сопряжениях поршень-цилиндр, шток-направляющая.

Ψ_3 - эмпирический коэффициент расхода, учитывающий ряд допущений, принятых при выводе уравнения (2).

Экспериментальными исследованиями установлено, что $\Psi_3 = 2,5$ при дросселировании жидкости через зазор между поршнем и цилиндром ($\lambda > \lambda_0$) и $\Psi_3 = 2$ при дросселировании через зазор в паре шток - направляющая ($\lambda < \lambda_0$).

Выражение (2) показывает, что наибольшее влияние на k_a^* оказывают зазоры в сопряжениях, причем влияние их тем значительнее, чем больше номинальная величина. Зазоры оказывают равное влияние при условии

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S_2} = \sqrt[3]{\frac{\alpha_2}{\alpha_1}}$$

Для $\lambda > \lambda_0$ зазор S_1 оказывает большее влияние на k_a^* , чем зазор S_2 , а при $\lambda < \lambda_0$ зазор S_2 влияет значительнее зазора S_1 .

Ψ - коэффициент аperiodичности.

Следовательно величина допусков зазоров должна назначаться соответственно степени их влияния. Отклонение длин сопряжений незначительно сказывается на разброс k_0° (не более 5% при изготовлении по 7 классу точности).

В связи с этим основное внимание в работе уделено исследованию влияния зазоров на эксплуатационные показатели амортизатора.

В существующих конструкциях амортизаторов $\lambda > \lambda_0$ и жидкость дросселируется через зазор S_1 , т.е. применяется "переменная" схема циркуляции жидкости. По конструктивным и технологическим соображениям допуск δS_1 всегда больше δS_2 , что не соответствует степени влияния зазоров на k_0° . При такой системе назначения допусков необходимо в качестве дроссельного зазора использовать зазор S_2 , что существенно снижает разброс (допуск) k_0° . Схема циркуляции жидкости будет иметь "постоянное" направление. Экспериментальными исследованиями установлено, что такая схема дросселирования жидкости улучшает эксплуатационные качества амортизатора.

На основе теоретических исследований разработана методика расчета зазоров и точности изготовления деталей дросселирующей системы с учетом трудоемкости их изготовления, определяемой коэффициентом относительной точности θ .

Расчет дроссельных зазоров рекомендуется производить по полученным формулам:

а) для системы с неуплотненным поршнем

$$S_{2min} = \sqrt[3]{\frac{12\mu F_{3\phi}^2 - \alpha_1 S_{1min} k_{0max}^\circ \Psi_2}{\pi \alpha_2 k_{0max}^\circ \Psi_2}} \quad (3)$$

$$S_{2max} = \sqrt[3]{\frac{12\mu F_{3\phi}^2 - \alpha_1 S_{1max} k_{0min}^\circ \Psi_2}{\pi \alpha_2 k_{0min}^\circ \Psi_2}}$$

б) для системы с уплотненным поршнем

$$S_{2min} = \sqrt[3]{\frac{12\mu F_{3\phi}^2}{\pi \alpha_2 k_{0max}^\circ \Psi_2}}$$

$$S_{2max} = \sqrt[3]{\frac{12\mu F_{3\phi}^2}{\pi \alpha_2 k_{0min}^\circ \Psi_2}} \quad (4)$$

Расчет зазора S_{min} производится из условий обеспечения жидкостного трения в сопряжении поршень-цилиндр с учетом силовых и температурных деформаций деталей.

Для расчета критической величины зазора, когда в нем возможен переходный режим течения жидкости и нарушение линейности характеристики, предложена формула (5):

$$S_{кр.} = \sqrt[3]{\frac{6 Re_{кр.} \mu^2 F_{зр} \ell g}{k_{з, max} \gamma V_n}}, \quad (5)$$

где $Re_{кр.} \leq 500$ — критическая величина числа Рейнольдса, при котором сохраняется ламинарный характер течения жидкости в зазоре;

g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес жидкости;

$V_n = 2 \text{ м/сек}$ — максимальная эксплуатационная скорость поршня.

Характеристик амортизатора будет линейной, если $S_{з, max} \leq S_{з, кр.}$.

В работе приведен численный расчет зазоров и точности изготовления деталей дросселирующей системы переднего амортизатора мотоцикла ИД-П.

III. Экспериментальные исследования гидравлического амортизатора.

При выводе формулы (2) было сделано ряд допущений, учесть которые теоретически не представляется возможным. Для определения коэффициента Ψ_z , приемлемости аналитических выражений (3-5) для практических расчетов и установления влияния схемы циркуляции жидкости на эксплуатационные показатели гидравлического амортизатора были проведены экспериментальные исследования. Исследования проводились по следующей программе:

- 1) исследование влияния зазора между поршнем и цилиндром на коэффициент сопротивления для $\lambda = 4 \pm 0,2$
- 2) исследование влияния зазора между штоком и направляющей на коэффициент сопротивления для $\lambda = 4 \pm 0,2$
- 3) влияние суммарного изменения зазоров на коэффициент сопротивления для $\lambda = 4 \pm 0,2$

- 4) влияние схемы циркуляции жидкости на энергоемкость, характеристику при различной амплитуде и частоте колебаний, термостатичность, инерционное сопротивление и герметичность амортизатора.

Все экспериментальные исследования проводились на натуральных образцах амортизаторов, выпускаемых серийно Ижевским Машиностроительным заводом.

Исследование влияния конструктивных и точностных факторов на эксплуатационные показатели гидравлического амортизатора выполнялось на специально спроектированном и изготовленном при непосредственном участии автора динамометрическом стенде. Отличительным признаком стенда от подобных стендов, применяемых для контроля усилия в лабораторных и производственных условиях является высокая точность измерений и широкий диапазон частот (96 ± 1930 кол./мин.).

Рабочие диаграммы записывались на фотобумагу шлейфового осциллографа Н-700. Усилие амортизатора определялось по максимальной величине его на рабочей диаграмме, соответствующей максимальной скорости поршня.

В результате экспериментальных исследований установлено:

1. Погрешность расчетных и экспериментальных значений k_2 от величины зазоров не превышает 19%, а от суммарной величины зазоров — не более 13%.
2. Характеристика амортизатора при различных амплитудах колебаний (в пределах конструктивного хода поршня и $n = 96 - 156$ кол./мин.) линейна для $\lambda = 0,2 \div 4$ и $\mu = 0,37 \div 5,5$ лэ.
3. Характеристика амортизатора для различных частот колебаний ($96 - 772$ кол./мин.) при тех же максимальных скоростях поршня линейна до 500 кол./мин. Выше этой частоты характеристика становится регрессивной, причем в количественном отношении нелинейность незначительна. Закономерность изменения вида характеристики одинакова для $\lambda = 0,2 \div 4$ и $\mu = 0,37 \div 5,5$ лэ. Такое явление можно объяснить только повышенной эмульсацией жидкости на высоких частотах.
4. Фактическая энергоемкость на $25 \pm 30\%$ меньше теоретической и в количественном отношении одинакова для $\lambda = 0,2 \div 4$ и $\mu = 0,37 - 5,5$ лэ. Объясняется это неполным заполнением

жидкостью рабочего объема цилиндра при ходе сжатия.

5. Тепловой баланс амортизатора при $n = 156$ кол./мин., хода поршня $H = 88,6$ мм и температуре окружающего воздуха $+20-22^{\circ}\text{C}$ наступает через 22 ± 25 мин. непрерывной работы его на стенде.

Максимальная температура масла в цилиндре составляет $57 \pm 58^{\circ}\text{C}$ для $\lambda = 4$ и $44-45^{\circ}\text{C}$ для $\lambda = 0,2$. Коэффициент сопротивления соответственно уменьшается на 68% и 54% при одинаковых начальных значениях. Таким образом, "постоянная" схема циркуляции жидкости снижает теплонапряженность амортизатора вследствие лучшего теплообмена с окружающей средой.

6. Максимальная величина инерционного сопротивления P_{max}' составляет $22 \pm 25\%$ при частоте колебаний 96 ± 156 кол./мин. и 58-60% при $n = 468$ кол./мин. от P_{max} , создаваемого только гидравлическим сопротивлением. Относительная величина инерционного сопротивления одинакова для обеих схем циркуляции жидкости. Герметичность амортизатора не зависит от соотношения величин зазоров S_1 и S_2 .

В процессе работы в реальных условиях эксплуатационные показатели гидравлических амортизаторов непрерывно изменяются, вследствие износа поверхностей сопряженных деталей. Отсутствие данных по износу деталей и изменению выходных показателей в эксплуатационных условиях потребовало проведения экспериментальных исследований гидравлических амортизаторов на износ в лабораторно-стендовых условиях. Целью испытаний являлось установление надежности работы сопряжений, характера и интенсивности износа трущихся поверхностей, оптимальной шероховатости поверхностей деталей и закономерности изменения основных эксплуатационных показателей.

Стендовые условия испытаний были приняты потому, что позволяют более точно и в короткие сроки определить влияние какого-либо фактора на износ трущихся деталей. Постановка экспериментальных исследований на износ предусматривала создание таких условий работы амортизаторов, которые были бы максимально приближены к эксплуатационным условиям.

Сравнительные испытания гидравлических амортизаторов на износ производились на разработанном при участии автора авто-

матическом стенде барабанного типа. При проектировании параметров стенда за основу были приняты установившиеся в отечественной и зарубежной практике режимы испытаний автомобильных гидравлических амортизаторов на долговечность с учетом специфики динамической системы двухколесной машины. Форсирование режимов испытаний по сравнению с дорожными осуществлялось только за счет амплитуды (пути трения) и непрерывности колебаний. Сравнительные экспериментальные исследования на износ были проведены с 12-ю амортизаторами, шесть из которых имели соотношение зазоров $\lambda = 4$ и шесть — $\lambda = 0,2$. Для определения износа поверхностей деталей амортизаторы разбирались через 50, 100, 125, 150, 200 и 262 часа. Период приработки осуществлялся при легком режиме колебаний (1 ступень чисел оборотов барабана). Перед разборкой амортизаторы охлаждались в течение 10 часов, после чего снималось их усилие на динамометрическом стенде с целью определения изменения коэффициента сопротивления, обусловленного износом сопряжений и потерей физикохимических свойств рабочей жидкости. Детали амортизаторов измерялись при помощи универсальных измерительных средств: наружные поверхности на вертикальном длинномере ИЗВ-1, внутренние — индикаторными нутромерами повышенной точности с ценной деления 0,001—0,002 мм. Измерение размеров деталей производилось в трех поперечных сечениях и двух взаимноперпендикулярных направлениях. За действительный размер детали принимался средний из шести измерений.

В процессе приработки, а так же и при более тяжелых режимах испытаний, измерялась шероховатость трущихся поверхностей в продольном (поперечная шероховатость) и поперечном сечениях (продольная шероховатость) на профилографе — профилометре мод. 201 и Телисурф 3 фирмы Тейлор Гобсон. Для сравнения шероховатости поверхности, полученной в условиях стендовых испытаний были проведены измерения шероховатости поверхности деталей четырех амортизаторов после 30 тыс. км. пробега в реальных дорожных условиях.

В результате экспериментальных исследований установлено, что наибольший диаметральный износ имеют направляющая и поршень, совершающие наибольший путь трения за один период колебаний.

Соотношение величин износа при наработке в 262 часа составляет:

$\frac{U_n}{U_{ш}} = 6$; $\frac{U_n}{U_c} = 4$, где $U_n, U_{ш}, U_n, U_c$ — диаметральный износ соответственно направляющей, штока, поршня и цилиндра. Темп увеличения зазора S_2 в два раза выше зазора S_1 . Детали амортизаторов, имеющие отношение минимальных зазоров $\lambda = 4$ изнашиваются интенсивнее (за исключением цилиндра), чем при $\lambda = 0,2$.

В результате износа исходная макрогеометрия поверхностей существенно изменяется как в продольном, так и в поперечном сечениях. Наибольший износ наблюдается в плоскости качения колеса. В период приработки наблюдается повышенный износ деталей сопряжений и трансформация исходной шероховатости. Изменяется не только высота микронеровностей, но и их форма и ориентация, совпадающая с направлением относительного скольжения сопряженных поверхностей. В таблице 1 приведена шероховатость поверхностей основных деталей, получающаяся в процессе приработки на i-й ступени чисел оборотов барабана стенда и эксплуатационная.

Таблица 1.

Наименование детали	Приработанная на стенде			В условиях эксплуатации		
	Поперечная, ∇	Продольная, ∇	Опорная способность, %	Поперечная, ∇	Продольная, ∇	Опорная способность, %
Шток	9	8	58	9	8	58
Направляющая	8	8	55	9	8	55
Поршень	8	7	50	8	7	50
Цилиндр	8	8	55	8	7	50

Изменение режимов колебаний в сторону ужесточения вызывает новую приработку поверхностей и повышенный износ. Особенностью топографии приработанных поверхностей является наличие продольных рисок глубиной 0,1–0,3 мм с шагом 0,5–3 мм, что можно объяснить присутствием абразивных частиц в масле и шаржированием поверхности поршня при шлифовании. В процессе экспериментальных исследований заклиниваний и задиров поверхностей пар трения не наблюдалось.

Динамометрирование амортизаторов в процессе испытания на

износ показало, что резкое уменьшение k_2^* наблюдается в период приработки сопряжений и значительно отличается от расчетных значений, что можно объяснить переориентацией микронеровностей и образованием глубоких рисок, увеличивающих протечки жидкости. Уменьшение k_2^* для амортизаторов с $\lambda = 0,2$ меньше на 8%, чем для $\lambda = 4$ при наработке 262 часа. Данные, полученные в лабораторных условиях, позволили произвести расчет долговечности амортизаторов с учетом коэффициентов перехода от стендовых испытаний к эксплуатационным.

1У. Исследование амортизатора с коротким дроссельным зазором. Разработка нового метода контроля усилия сопротивления.

Экспериментальными исследованиями установлено, что использование зазоров в трущихся парах для дросселирования жидкости нецелесообразно, т.к. даже при высокой точности изготовления их в результате износа деталей происходит быстрое падение эксплуатационных показателей амортизатора. Наиболее изнашиваемой поверхностью является отверстие направляющей. С целью увеличения долговечности и повышения стабильности коэффициента сопротивления предложена новая конструкция направляющей с коротким дроссельным зазором, имеющая следующие преимущества перед существующей: а) обеспечивает более точное центрирование штока в дроссельном зазоре; б) разгружает манжетное уплотнение от давления в рабочем цилиндре; в) более технологична; г) позволяет получить желаемую характеристику; д) увеличивает долговечность амортизатора. Экспериментальные исследования амортизаторов мотоцикла Иж-П показали полную работоспособность их с новой конструкцией направляющей и применимость полученных аналитических выражений для расчета дроссельного зазора. Расчеты показали, что долговечность переднего амортизатора с рекомендуемой конструкцией направляющей увеличивается в 1,95 раза по сравнению с существующей при незначительном увеличении трудоемкости изготовления ее.

Особенностью гидравлических амортизаторов с линейной характеристикой является то, что с изменением вязкости жидкости, меняется и значение коэффициента сопротивления. Транспортные

машины работают в различных климатических условиях, в различное время года, поэтому температура окружающей среды колеблется в широком интервале. С другой стороны, температура амортизатора повышается при осуществлении в нем рабочего процесса, вызванного колебаниями транспортной машины. Меняющийся температурный режим амортизатора при низменных размерах дроссельных щелей приводит к значительным колебаниям коэффициента сопротивления. Обеспечить величину коэффициента сопротивления в заданных пределах можно регулированием вязкости рабочей жидкости. С этой целью предложен графический метод расчета периодичности замены жидкости в зависимости от температуры окружающего воздуха с учетом нагрева амортизатора в результате осуществления в нем рабочего процесса, вызванного колебаниями транспортной машины. Предложенный метод позволяет конструктору обоснованно регламентировать периодичность замены жидкости определенной вязкости.

Основным показателем качества амортизатора в условиях производства является стабильность усилия сопротивления, поэтому этот параметр подвергается контролю на всех машиностроительных заводах. Существующие методы и средства контроля являются трудоемкими. Предложен новый способ измерения усилия сопротивления односторонних пружинно-гидравлических амортизаторов, создающий предпосылки для автоматизированного процесса контроля. Способ отличается от существующих тем, что контроль осуществляется без дополнительной разборки амортизатора. Источником движения поршня является энергия сжатой рабочей пружины контролируемого амортизатора. Предполагается при этом, что энергия сжатой пружины на определенную постоянную величину является так же величиной постоянной, т.е. не зависящей от допуска на жесткость ее. Известно что $P_0 = f(V_0)$. Очевидно, что при постоянной величине энергии возбуждения (замкнутая система) справедливо и обратное, т.е.

$V_0 = F(P_0)$. Колебание скорости поршня в зависимости от усилия амортизатора регистрируется показывающим прибором. В работе дано теоретическое обоснование данного способа. Предлагаемый способ опробован на экспериментальном стенде. В настоящее время изготовлен промышленный образец стенда, внедрение которого в производство предполагается в 1971 году.

У. Технико-экономическое обоснование разрабо-
танных рекомендаций.

Большая часть экспериментальных исследований проводилась по договору с Ижевским машиностроительным заводом. В результате исследований разработана инженерная методика расчета зазоров, нормирования точностных параметров основных сопряжений и даны конкретные рекомендации по изменению некоторых конструктивных и точностных параметров переднего амортизатора мотоциклов ИЖ-П. Рекомендуемая шероховатость поверхностей, получающаяся в процессе приработки приведена в табл.1. Предложено два варианта рекомендаций. По первому варианту рекомендуется в сопряжении поршень-цилиндр заменить посадку $\frac{\phi 16A_4}{\phi 15,8C_4}$ на посадку $\phi 16 \frac{H_2}{X_{2a}}$, а в соединении шток-направляющая взамен посадки $\frac{\phi 7,35A_4}{\phi 7,3C_4}$ применить посадку $\frac{\phi 7,3H_3}{\phi 7X_{2a}}$

По второму варианту рекомендовано изменить конструкцию направляющей и назначить посадки:

а) поршень - цилиндр $\phi 16 \frac{H_2}{X_{2a}}$; б) шток - направляющее отверстие $\phi 7 \frac{H_3}{X_{2a}}$; в) шток - дроссельное отверстие $\frac{\phi 7,2H_3}{\phi 7X_{2a}}$

Торцовое биение поршня не более 0,01 мм.

Внедрение указанных изменений в производство позволяет увеличить долговечность амортизаторов по первому варианту в 2,8 раза, по второму - в 5,45 раза.

Для обеспечения рекомендуемой точности изготовления разработан технологический процесс с учетом существующего. Расчеты показали, что в результате дополнительных затрат на производство одного амортизатора себестоимость его возрастает по первому варианту на 43%, по второму - на 64%. Условный годовой экономический эффект в народном хозяйстве составляет: по первому варианту 220 тыс.руб., по второму варианту 319 тыс.руб. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений по второму варианту составляет 0,4 года.

В ы в о д ы :

1. Установлены эксплуатационные показатели и их допустимые отклонения для гидравлических амортизаторов по условиям плавности движения двухколесной транспортной машины. Выявлены функциональные параметры, влияющие на эксплуатационные показатели амортизатора.
2. Получена аналитическая зависимость коэффициента сопротивления от геометрических функциональных параметров дросселирующей системы и вязкости рабочей жидкости. Получены формулы для определения величины зазоров дросселирующей системы с уплотненным и неуплотненным поршнем, а так же формула для расчета критической величины зазора, при которой сохраняется ламинарный режим течения жидкости в нем. Предложена формула для определения энергоемкости одностороннего амортизатора при синусоидальном законе скорости поршня.
3. Экспериментальными исследованиями установлено, что в формулы для расчета зазоров дросселирующей системы необходимо вводить поправочный коэффициент расхода жидкости $\Psi = 2 \pm 2,5$, зависящий от схемы циркуляции жидкости. Погрешность расчета зазоров по рекомендуемым формулам не превышает 13%.
4. Предложена методика расчета зазоров и точности изготовления деталей дросселирующей системы амортизатора, исходя из обеспечения заданного допуска коэффициента сопротивления.
5. Экспериментальные исследования гидравлических амортизаторов на износ показали, что использование зазоров в трущихся парах в качестве дроссельных щелей нерационально, т.к. в результате износа поверхностей сопряженных деталей происходит быстрое уменьшение коэффициента сопротивления и энергоемкости.
6. Установлено, что долговечность амортизатора можно значительно увеличить путем ужесточения допусков на геометрические функциональные параметры и изменением конструкции направляющей. Предложена новая конструкция направляющей с дроссельным отверстием. Динамометрические исследования амортизаторов с новой конструкцией направляющей показали показали полную работоспособность амортизатора на всех режимах испытаний.

7. Разработана методика периодичности смены рабочей жидкости с периодом, зависящим от температуры окружающей среды, для обеспечения коэффициента сопротивления в заданных пределах в эксплуатационных условиях.
8. Предложен новый метод контроля усилия амортизаторов в производственных условиях, отличающихся от существующих высокой производительностью. Дано аналитическое обоснование нового метода. Разработан и изготовлен промышленный образец стенда, внедрение которого в производство предполагается в 1971 году.
9. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработано ряд конкретных рекомендаций, внедрение которых на Ижевском машиностроительном заводе позволит увеличить долговечность передних амортизаторов в 5,45 раза и дать условную годовую экономию в народном хозяйстве в размере 319 тыс. рублей. Предложение рекомендации приняты для внедрения в производство на Ижевском машиностроительном заводе.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Самокаев В.И. Влияние зазоров на коэффициент сопротивления односторонних гидравлических амортизаторов. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1970, № 10.
2. Самокаев В.И. О функциональной взаимозаменяемости гидравлических амортизаторов. Научно-технический сборник. НИИН - автопром, Москва, 1970, № 4.
3. Самокаев В.И., Скулкин В.А., Рожков В.И. Стенд для испытания на износ гидравлических амортизаторов мотоциклов. Научно-технический сборник № 2, НИИН-автопром, Москва, 1970г.

Содержание диссертации доложено:

1. На заседании научного семинара кафедры "Метрология и взаимозаменяемость" МВТУ им. Н.Э.Баумана.
2. На 3-ей Всесоюзной научно-технической конференции "Научные основы технологии и прогрессивные технологические процессы в машино- и приборостроении". Москва, 1970.