

# НЕДОСТАТКИ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ И ПУТИ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

**Антипов Артем Сергеевич**

магистрант

Мичуринский государственный аграрный университет

г. Мичуринск, Россия

**Абросимов Александр Геннадьевич**

кандидат технических наук, доцент,

Мичуринский государственный аграрный университет

г. Мичуринск, Россия

[AlexAbr84@bk.ru](mailto:AlexAbr84@bk.ru)

**Аннотация:** В статье приведены недостатки методов оценки параметров рулевого управления и пути их совершенствования.

**Ключевые слова:** автомобиль; рулевое управление; методы оценки; транспортное средство.

Исследованию методов оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем посвящено немало отечественных и зарубежных работ. Наиболее значительными из них являются работы Лысова М.И., Осепчугова В.В., Чайковского И.П., Антонова А.С., Гинцбурга Л.Л. и др. [1].

Так в своих работах Лысов М.И., предлагает оценивать усилители по следующим основным показателям [1]:

- эффективности действия;
- реактивному действию на рулевое колесо;
- прямому и обратному включению усилителя и амортизирующего действия при разрыве шины передней оси;
- чувствительности действия;
- маневренности автомобиля на поворотах;

- расходу рабочего жидкости.

Кроме этих основных оценочных параметров, имеются параметры, дополняющие основные. Так, например, изменение давления в силовом цилиндре или время срабатывания усилителя позволяют оценить потери в трубопроводах и др.

Эффективность действия усилителя оценивается показателем эффективности [1, 7]:

$$\mathcal{E} = \frac{P_k}{P}, \quad (1)$$

где  $\mathcal{E}$  - эффективность действия;

$P_k$  - усилие, прилагаемое к рулевому колесу без усилителя, Н;

$P$  - усилие, прилагаемое к рулевому колесу с усилителем, Н.

Прилагаемое к рулевому колесу усилие [50]:

$$P = P_k - P_y \quad (2)$$

где  $P_y$  - усилие, приведенное к ободу рулевого колеса Н.

$$\mathcal{E} = \frac{P_k}{P_k - P_y} = \frac{1}{1 - \frac{P_y}{P_k}} \quad (3)$$

Тогда показатель эффективности

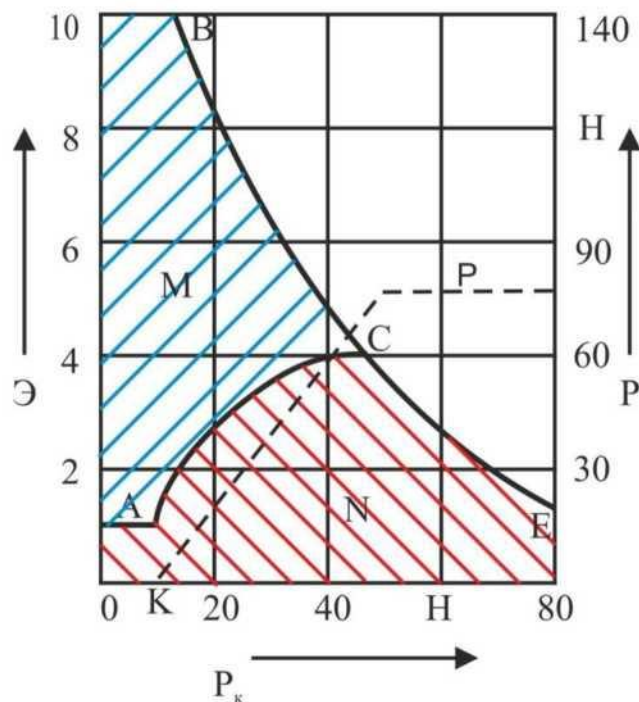
При малых сопротивлениях колес повороту и свободном открытии впускного клапана или перемещении золотника показатель  $\mathcal{E}$  получается высоким, стремящимся к бесконечно большой величине. С повышением сопротивления колес повороту он резко понижается и изменяется по кривой ВЕ рисунок 1.

Если в распределителе создаются сила трения, сила возвратных и центрирующих пружин и другие силы, препятствующие свободному включению усилителя в действие, то давление  $p$  в силовом цилиндре при малых сопротивлениях колес повороту получается не максимальным, а пропорциональным сопротивлению поворота (пунктирная линия) [6].

При возникновении в распределителе сил, препятствующих перемещению золотника, усилитель включается не сразу же при повороте рулевого колеса, а только по достижении силы, превышающей силы сопротивления распределителя. Поэтому показатель  $\mathcal{E}$  изменяется от единицы в момент включения усилителя по выпуклой кривой AC (при пропорциональном увеличении давления в силовом цилиндре), достигает максимального значения в точке C (при достижении максимального давления) и далее уменьшается по кривой CE (при постоянном максимальном давлении, в силовом цилиндре).

Совершенно очевидно, что при малых сопротивлениях колес повороту действие усилителя должно быть небольшим, а при больших сопротивлениях - значительным, чем выше сопротивление колес повороту, тем больше должно быть действие усилителя.

Из рисунка 1 видно, что область M эффективности действия непроизводительная и только область N является рабочей.



$P$  - давление в силовом цилиндре при малом сопротивлении колёс повороту,  $H$ ;  $BE$  - показатель эффективности при малом сопротивлении колёс повороту;  $AC$  - показатель эффективности в момент включения усилителя.

Рисунок 1 - Изменение давления и эффективности действия усилителя в зависимости от сопротивления управляемых колёс повороту

При постоянных конструктивных данных усилитель имеет только одну характеристику АСЕ, и поэтому между размерами силового цилиндра, давлением рабочей среды и показателем эффективности действия имеется прямая зависимость.

Таким образом, оценочным параметром эффективности действия усилителя являются максимальная величина ее показателя  $\mathcal{E}$ , получающаяся в точке С при достижении максимального давления в силовом цилиндре и соответствующем сопротивлении  $R_k$  управляемых колес повороту.

Имеются предложения [2, 3] оценивать действие усилителя по некоторым другим параметрам, например,

- по удельному усилию, в Н/кг развиваемому силовым цилиндром [60],

$$\mathcal{E}^I = \frac{P_y}{m_k} = \frac{P_{\max}}{m_k} \cdot F \quad (4)$$

- по удельному объему в м<sup>3</sup>/кг силового цилиндра [60],

$$k_1 = \frac{V}{m_k} = \frac{FL}{m_k} \quad (5)$$

- по коэффициенту работы в Па\*м<sup>3</sup> силового цилиндра [60],

$$k_2 = Vp_{\max} \quad (6)$$

где  $p_{\max}$  - максимальное давление в системе, Па;

V- рабочий объем силового цилиндра, м<sup>3</sup>;

F и L - площадь, м<sup>2</sup> и рабочий ход поршня силового цилиндра, м;  $m_k$  - масса автомобиля, приходящаяся на передние колеса, кг.

При этом следует иметь в виду, что величина L зависит от передаточного числа привода (рычажной системы) к силовому цилиндру от управляемых колес. Произведение  $Fp_{\max}$  определяет максимальную силу, действующую на шток поршня [8].

Исходя из этих предпосылок, можно сделать следующий вывод.

Удельное усилие  $\mathcal{E}'$  не отражает расположения силового цилиндра в системе рулевого управления и не характеризует пригодность усилителя для

конкретного автомобиля [4].

Удельный объем  $k_1$  также не характеризует пригодности усилителя для конкретного автомобиля.

Коэффициент мощности  $k_2$  определяет и компоновку силового цилиндра, и действующую силу, но не характеризует степень облегчения управления при повороте колес автомобиля.

Усилия  $P_k$  и  $P$  можно определить расчетом и экспериментально, как на ходу автомобиля, так и в лабораторных условиях при помощи динамометрического рулевого колеса.

По усилиям на колесе можно судить и о других качествах усилителя, как, например, об усилении на рулевом колесе, соответствующем включению, о реактивном действии усилителя на рулевое колесо и других.

Повышение усилия на рулевом колесе характеризует одно из важных свойств рулевого управления - «чувство дороги», т. е. ощущение водителем производимого им поворота, и оценивается показателем реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо [1, 5]. Этот показатель выражен процентным повышением усилия  $P_0$ , при котором усилитель включается в действие, или тангенсом угла наклона касательной к кривой изменения усилия  $P$ . Однако эти величины не связаны с усилием на колесе  $P_k$  при работе без усилителя. Если относить их только к усилию  $P$ , то может получиться, что одно и то же изменение показателя  $\rho$  при разных изменениях сил  $P_k$  будет одинаково характеризовать два совершенно разных усилителя. Поэтому необходимо отнести величину приращения усилия  $P_k$  приращению усилия  $P$  на колесе при работе без усилителя, т. е.

$$\rho = \frac{\Delta P}{\Delta P_k} \quad (7)$$

Таким образом, оценка работы усилителя и определение оценочных его параметров производится также по усилию, прилагаемому к рулевому колесу.

Прямое включение усилителя характеризуется прилагаемым к рулевому колесу усилием  $P_0$ , при котором усилитель включается в действие. Обратное включение характеризуется действующим вдоль продольной тяги усилием  $T$ ,

при котором усилитель включается в действие со стороны управляемых колес. Эти усилия определяются соответственно по следующим уравнениям [1, 3]:

$$P_0 = R \frac{1}{i_1 \eta_1} \quad (8)$$

$$= R \frac{1}{i_2 \eta_2} = R \frac{i}{i_1 \eta_2} \quad (9)$$

где  $R=Q+S$  - сопротивление распределителя включению, состоящее из усилия  $Q$  центрирующей пружины и силы сопротивления  $S$ , равной сумме сил трения и давления на впускной клапан или золотник;

$i$  и  $i_1$  - прямое передаточное число и прямой КПД передачи от рулевого колеса до золотника или впускного клапана распределителя;

$i_2$  - полное передаточное число рулевого управления от рулевого колеса до продольной тяги;

$i_2$  и  $\eta_2$  - обратное передаточное число и обратный КПД передачи от продольной тяги до распределителя.

Теоретические расходы жидкости (в л/мин) в гидравлическом усилителе и воздуха - в пневматическом усилителе определяются соответственно по уравнениям [2, 6]:

$$q_{ж} = FI \frac{2\pi n}{\varphi} \quad (10)$$

$$q_{в} = F I p_x \frac{2\pi n}{\varphi} \quad (11)$$

где  $F$  и  $I$  - площадь и ход поршня силового цилиндра,  $m^2$ ,  $m$ ;

$n$  и  $\varphi$  - максимальное число оборотов и угол поворота рулевого колеса при перемещении поршня от одного крайнего положения до другого;

$p_x$  - давление воздуха в ресивере, Па.

Профессор Антонов А.С. предлагает оценивать параметры работоспособности гидравлических рулевых усилителей по трем показателям [7]:

- показатель эффективности действия ( $\varepsilon$ ):

$$\varepsilon = \frac{P_{Р.Б.У.}}{P_{Р.С.У.}} = \frac{P_{Р.Б.У.}}{P_{Р.Б.У.} - P_y}, \quad (12)$$

где  $P_{Р.Б.У.}$  - усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе без усилителя;

$P_{Р.С.У.}$  - усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе с усилителем;

$P_y$  - усилие усилителя, приведенное к рулевому колесу.

- показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо ( $\rho$ ):

$$\rho = \frac{dP_{Р.С.У.}}{dM_{\Sigma}} \quad (13)$$

где  $P_{Р.С.У.}$  - усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе с усилителем, Н;

$P_y$  - усилие усилителя, приведенное к рулевому колесу, Н.

$M$  - показатель чувствительности, определяемый усилием, которое необходимо приложить к рулевому колесу, и углом его поворота, чтобы вызвать действие усилителя.

Чайковский И.П. и Антонов А.С. [7, 93] отмечают, что показатель эффективности  $\varepsilon$  может быть применим для усилителей автомобилей, управление которыми в безусилительном режиме возможно при усилиях на рулевом колесе до 700 Н. Для автомобилей высокой грузоподъемности, где это условие не выполняется, для оценки эффективности усилителя нужно использовать нагрузочный коэффициент

$$K_{py} = M_{cy}/M_{cv}, \quad (14)$$

где  $M_{cv}$  и  $M_{cy}$  - слагаемые суммарного момента, равного моменту  $M_c$  сопротивления повороту колес (секций), обусловленные соответственно приложенным к рулевому колесу усилием водителя и действием усилителя.

Коэффициент  $K_{py}$  показывает, во сколько раз результирующее воздействие усилителя на управляемые колеса превышает воздействие водителя. Коэффициент  $K_{py}$  связан с показателем эффективности соотношением:

$$\mathcal{E} = K_{py} + 1, \quad (15)$$

В своих работах Осепчугов В.В., предлагают для оценки усилителей использовать ряд критериев [60], а именно:

- коэффициент эффективности - отношение усилия на рулевом колесе без усилителя к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе:

$$\varepsilon = \frac{F_{pk}}{F_{pky}}, \quad (16)$$

где  $F_{pk}$ ,  $F_{pky}$  - усилия на рулевом колесе при повороте автомобиля соответственно без усилителя и с включенным усилителем, Н.

- показатель реактивного действия, характеризующий силовое следящее действие усилителя, обеспечивающее водителю «чувство дороги»

$$\rho = \frac{dF_{p.k.y.}}{dM_{c\Sigma}} \quad (17)$$

где  $dF_{p.k.y.}$  - приращение усилия на рулевом колесе при работающем усилителе;

$dM_{c\Sigma}$  - приращение суммарного момента сопротивления повороту, приведенного к цапфам управляемых колес, Н м.

- показатель обратного включения усилителя - усилие, передаваемое от колес через рулевой привод на распределительное устройство, необходимое для перемещения корпуса золотника, при котором усилитель может включаться,

$$F_{OBR} = F_{цпр} + F_{mp}^I \quad (18)$$

где  $F_{цпр}$  - усилие центрирующих пружин золотника, Н;

$F_{тр}$  - силы трения в рулевом механизме, приведенные к шаровому пальцу сошки при передаче усилия от рулевой сошки к рулевому колесу, Н.

Таким образом, анализ приведённых выше методов оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем, показывает, что показатель эффективности  $\mathcal{E}$  более точно характеризует основное качество усилителя - силовое действие.

Однако эта существующая методика характеризует только силовое



действие усилителя, но не обеспечивает комплексной оценки его параметров на стадии проектирования.

В этой связи научно и экономически обоснованным направлением является разработка методики, позволяющей на стадии проектирования оценить и спроектировать рулевые управления, наиболее полно отвечающие предъявляемым к ним требованиям.

### Список литературы

1. Некоторые возможности применения mathcad для решения инженерных задач в АПК / О.С. Дьячкова, С.В. Дьячков, О.С. Картечина, Н.В. Картечина // Наука и Образование. – 2019. – № 4. – С. 203.

2. Афиногенов И.А. Совершенствование эксплуатации гидравлических рулевых усилителей автомобилей в сельском хозяйстве: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Рязань, 2019. С. 16.3.

3. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости: учебное пособие для ВУЗов / В.В. Остриков, А.И. Петрашев, С.Н. Сазонов, А.Н. Зазуля и др. – Мичуринск: Издательский дом «Мичуринск», 2017. – 323 с.

4. Substantiation for structural and technological parameters of the unit for separating branching cloned rootstocks / V.G. Brosalin, A.A. Zavrazhnov, A.I. Zavrazhnov, V.Y. Lantsev, K.A. Manaenkov // Biosciences Biotechnology Research Asia. - 2014. - Т. 11. - № 3. - С. 1413-1419.

5. Актуальность подготовки инженерных кадров для обеспечения экологической безопасности сельскохозяйственного производства / И.П. Криволапов, С.Ю. Щербаков, К.А. Манаенков // Сб.: Экологическая педагогика: проблемы и перспективы в свете развития технологий Индустрии 4.0: материалы Международной научной школы, организованной при финансовой поддержке Администрации Тамбовской области. - 2017. - С. 22-24.

6. Исследование состава и свойств обкаточного масла, получаемого на основе отработанного моторного масла / В.В. Остриков, В.И. Вигдорович, С.Н.

Сазонов, Д.Н. Афоничев, К.А. Манаенков // Химия и технология топлив и масел. - 2017. - № 5 (603). - С. 11-16.

7. Колдин М.С. Применение гидравлической сепарации и аэрации жидкостей / М.С. Колдин, Н.С. Краюшкин // Наука и Образование. – 2020. – № 1. – С. 5.

8. Горшенин В.И. Механизация процесса заполнения тары плодами яблок в линиях обработки: автореферат дис. ... доктора технических наук. Саратов, 1997. – 44 с

## **DISADVANTAGES OF METHODS FOR EVALUATING STEERING PARAMETERS AND WAYS TO IMPROVE THEM**

**Antipov Artem Sergeevich**

master's student

Michurinsk State Agrarian University

Michurinsk, Russia

**Abrosimov Alexander Gennadievich**

candidate of technical Sciences, associate Professor

Michurinsk State Agrarian University

Michurinsk, Russia

AlexAbr84@bk.ru

**Abstract:** the article presents the disadvantages of methods for evaluating steering parameters and ways to improve them.

**Key words:** automobile; steering; methods of evaluation; a means of transport.