

# К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭНЕРГОМАССОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЛЕВОГО ПРИВОДА С ВЫТЕСНИТЕЛЬНЫМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

Алексей Валерьевич ПРИЛИПОВ родился в 1984 г. в городе Москве. Аспирант МАИ. Основные научные интересы — в области систем приводов летательных аппаратов. Автор пяти научных работ. E-mail: prilav@yandex.ru

Aleksey V. PRILIPOV, was born in 1984, in Moscow. He is a Postgraduate Student at the MAI. His research interests are in actuator systems for aircraft. He has published 5 technical papers. E-mail: prilav@yandex.ru

*Рассматривается решение задачи совершенствования энергомассовых характеристик газогидравлического привода с вытеснительным источником питания управления мобильными объектами.*

*The Solving of the developing task of energy efficacy performances of gas-hydraulic drive system with displacing power source in the mobile objects control aims*

**Ключевые слова:** газогидравлический привод, вытеснительный источник питания, методы совершенствования энергомассовых показателей приводов.

**Key words:** gas-hydraulic drive system, displacing power source, methods of improving energy efficacy performances of drive system.

Привод мобильных объектов является элементом, в котором происходит значительное усиление мощности управляющего сигнала. Этим обусловлено относительно большое, по сравнению с другими элементами системы управления, потребление приводом энергии от ее бортового источника. Размещение привода непосредственно на двигательной установке и его органическая связь с объектом управления обуславливают ряд требований к нему как к элементу конструкции. Среди них наиболее существенными являются требования к энергомассовым характеристикам привода [1].

Среди приводов мобильных объектов особое место занимают газогидравлические с вытеснительным источником питания (рис. 1)

Приводы газогидравлические с вытеснительной системой подачи рабочей жидкости в рулевых машинах представляются весьма перспективными. В отличие от приводов, работающих по замкнутому циклу, в этих схемах жидкость из полости слива рулевых машин сбрасывается за борт ракеты. Достоинством такой схемы является простота конструкции, а следовательно, и высокая надежность. Поэтому проблема совершенствования методов проек-

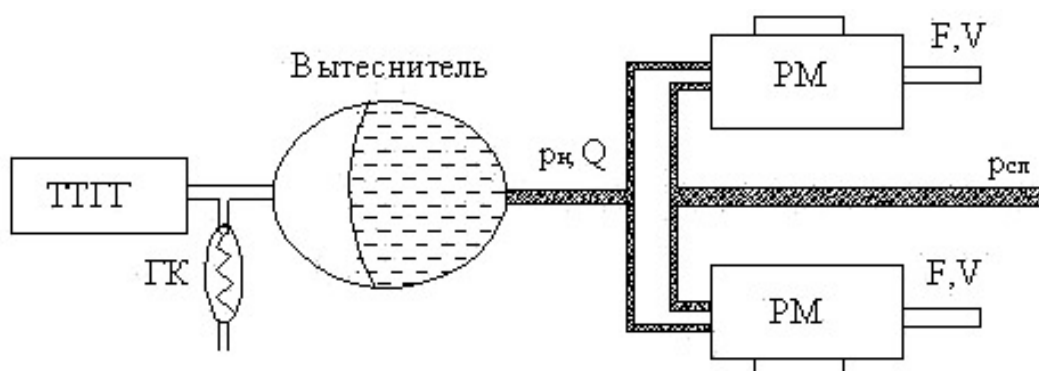


Рис. 1. Функциональная схема газогидравлического привода с вытеснительным источником питания: РМ — рулевая машинка; ТТГ — твердотопливный газогенератор; ГК — газовый клапан;  $p_n, p_{сл}$  — давление нагнетания и слива соответственно;  $Q$  — потребляемый расход рабочей жидкости;  $F, V$  — усилие и скорость рулевых машин соответственно

тирования и эксплуатации, направленных на минимизацию массогабаритных и энергетических показателей газогидравлических приводов с вытеснительной системой подачи рабочей жидкости, является актуальной [2].

Наиболее консервативным звеном привода в плане возможности совершенствования его энерго-массовых показателей является исполнительный механизм — рулевая машина. Улучшение энерго-массовых показателей рулевой машины, состоящей из трёх основных элементов: электромеханического преобразователя, гидроусилителя и силового двигателя — достигалось исключительно за счёт использования более прочных материалов с малым удельным весом для корпусов (титан, углепластик, стеклопластик) в сравнении со стальными.

Наряду с улучшением качества используемых материалов в элементах приводов параллельно происходил процесс совершенствования методов расчёта, среди которых особое внимание уделялось расчёту энергетического канала привода в направлении более рационального использования энергетических ресурсов располагаемых приводом, минимизации потерь мощности в нём, повышения его КПД. В рамках данной статьи рассмотрены задачи модернизации методов энергосбережения для системы «газогидравлический привод — орган управления (поворотное сопло с подвесом, выполненным в виде эластичного шарнира)» за счёт рационального построения эпюры сопряжения располагаемой и потребной нагрузок. В данной задаче

предлагается на основе анализа предельной круговой диаграммы положения точек вектора тяги поворотным соплом, располагаемой в плоскости, перпендикулярной оси ракеты, минимизировать энергетические потери, имеющие место при одновременном движении двух рулевых машин по каналам управления: тангаж и рыскание.

Анализ располагаемых сил и действующих нагрузок в плоскости управления показывает, что круговая диаграмма шарнирного момента поворотного управляющего сопла (позиционная нагрузка) оказывается вписанной в квадрат располагаемых сил при работе двух рулевых машин [3] с точками касания, в которых рулевая машина крепится к раструбу поворотного сопла (рис. 2).

В этих точках касания располагаемая и действующая силы максимальны и равны друг другу при максимальном отклонения поворотного управляющего сопла. В остальных направлениях, когда перемешаются две рулевые машины одновременно, результирующая располагаемая сила при наличии в гидросистеме постоянного давления питания, находящегося на минимальном уровне рабочей жидкости на входе в рулевые машины, превышает нагрузку со стороны поворотного управляющего сопла. Причём максимальное превышение располагаемой силы над потребной достигает 40%, а по мощности — в два раза при движении проекции вектора тяги под углом  $45^\circ$  к осям  $\psi$  и  $\zeta$  с учётом формируемой в этом же направлении скорости  $V_{п\Sigma} = 1,4 V_{\max}$ .

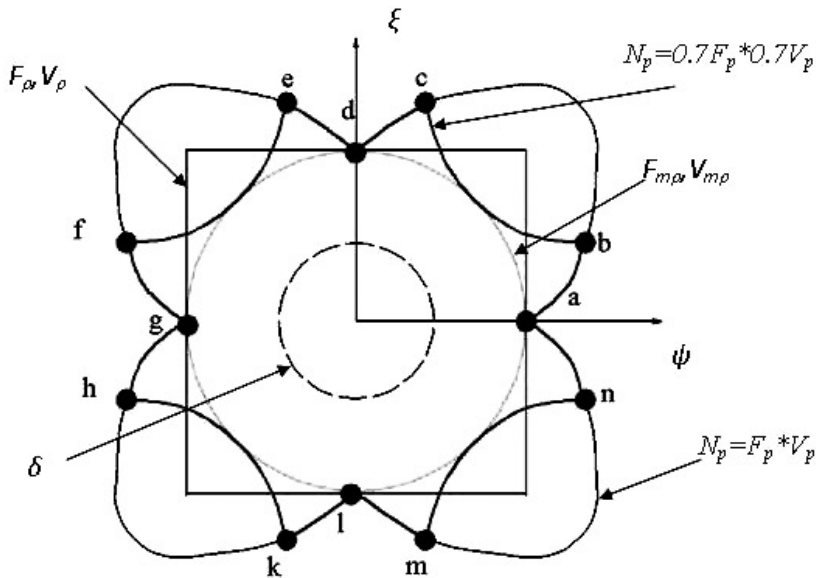


Рис. 2. Круговая диаграмма шарнирного момента поворотного управляющего сопла:

$F_p, V_p$  — располагаемая сила и скорость рулевых машин соответственно;

$\delta$  — угол поворотного управляющего сопла;  $N_p$  — располагаемая мощность рулевых машин;

$F_{тр}, V_{тр}$  — требуемая сила и скорость рулевых машин соответственно

Таким образом, при наличии в гидросистеме постоянного давления питания режим экономного использования энергии в приводе реализуется только при движении одной рулевой машины, т. е. когда требуемая и располагаемая мощности совпадают (см. рис. 2, точки а, d, g, l). Одновременная работа двух рулевых машин с максимальной скоростью и усилием сопровождается рассеиванием избытка энергии в приводе в виде тепловых потерь на дроссельных элементах (золотнике, регуляторах и т.д.). Поэтому для построения рациональной схемы источника питания привода по использованию мощности целесообразно обеспечить в источнике питания переменное давление на входе в рулевые машины, автоматически изменяющееся (а в случае движения двух рулевых машин уменьшающееся) в зависимости от потребляемого расхода рабочей жидкости рулевыми машинами.

Это может быть достигнуто настройкой газового клапана на нижний допустимый уровень давления  $p_{\min}$  при потреблении рабочей жидкости одной рулевой машиной, движущейся с максимальной скоростью, и выбором поверхности горения заряда твердотопливного газогенератора  $S$ . Другими словами, данная процедура минимизации энергопотребления является задачей параметрической оптимизации, которая формулируется в следующем виде: выбрать величину площади поверхности горения топлива, при которой происходит касание располагаемой и требуемой расходно-перепадной характеристик газогидравлического привода и нагрузки при одновременной работе двух рулевых машин, а при работе одной давление не должно быть ниже нижней границы настройки клапана — регулятора давления.

Наиболее наглядно процедура минимизации энергопотребления иллюстрируется графиками расходно-перепадных располагаемых и потребных характеристик источника питания и рулевых машин.

При этом возможны два варианта построения источника питания:

**1. Постоянное давление питания в гидросистеме**

$p_{\min}$ , т.е. формирование постоянного усилия на выходном валу рулевых машин.

При этом возможны следующие режимы работы рулевых машин, характеризующиеся различными значениями расходов:

а) суммарный объёмный расход газа (жидкости) для движения одной рулевой машиной одновременно со скоростью  $V_{\max}$  и давлением  $p_{\min}$ :

$$Q_{\Sigma 2} = Q_{PM} + 2 \cdot Q_{UT},$$

где  $Q_{PM}$  — максимальный объёмный расход при движении одной РМ с максимальной скоростью

$V_{\max}$ ;  $Q_{UT}$  — непроизводительный объёмный расход в одной РМ;

б) суммарный объёмный расход газа (жидкости) для движения двух РМ одновременно с максимальной скоростью  $V_{\max}$  при давлении  $p_{\min}$ :

$$Q_{\Sigma 1} = 2 \cdot Q_{PM} + 2 \cdot Q_{UT}.$$

При таком режиме усилия на выходном валу превышают нагрузку со стороны поворотного управляющего сопла и, как следствие, происходит рассеивание избытка энергии в приводе в виде тепловых потерь на дроссельных элементах.

Выражение для расхода жидкости через дроссельное отверстие плоского золотника можно записать в виде

$$Q_{PM} = \mu \cdot \varphi_{\text{зол}} \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P - \frac{F}{A_{\Pi}}},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода дроссельных кромок плоского золотника;  $\varphi_{\text{зол}}$  — рассогласование между углами поворота шагового мотора и рычажного механизма отрицательной обратной связи;  $\rho$  — плотность жидкости;  $b$  — ширина щели дроссельного отверстия плоского золотника;  $F = C_{\text{ш}} \cdot X$  — позиционная сила, действующая на шток рулевых машин;  $X$  — ход штока;  $C_{\text{ш}}$  — жёсткость эластичного шарнира поворотного управляющего сопла.

Непроизводительный расход рулевых машинок можно записать в виде

$$Q_{UT} = K_{UT} \cdot P,$$

где  $K_{UT}$  — коэффициент утечек.

При данном варианте источника питания располагаемый расход для рулевых машинок можно описать следующим выражением:

$$Q_{1\text{тр}} = 2 \cdot Q_{PM} + 2 \cdot Q_{UT} = 2 \cdot \mu \cdot \varphi_{\text{зол}} \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P - \frac{F}{A_{\Pi}}} + 2 \cdot K_{UT} \cdot P. \quad (1)$$

Вспользуемся уравнением баланса массового секундного газоприхода и расхода для вытеснительного источника питания в виде

$$\dot{m}_{\Gamma\Gamma} = \dot{m}_{\text{ВИП}},$$

где  $\dot{m}_{\Gamma\Gamma}$  — массовый расход газогенератора;  $\dot{m}_{\text{ВИП}}$  — массовый расход вытеснительного источника питания.

Раскрыв уравнение баланса с использованием уравнений Бори и состояния газа для камеры сгорания, получим

$$u_1 \gamma S p^v = \frac{p Q_{\Sigma}}{\chi R T}, \quad (2)$$

где  $u_1$  — коэффициент чувствительности скорости горения к температуре топлива;  $\gamma$  — удельный вес топлива;  $S$  — площадь поверхности горения;  $p$  — давление газа;  $\chi$  — коэффициент теплопотерь газа;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — температура газа.

Тогда на основании уравнения (2) располагаемый расход для рулевых машин можно представить в следующем виде:

$$Q_{1p.pасп} = \frac{u_1 \cdot \gamma \cdot S_1 \cdot \chi \cdot R \cdot T}{p^{1-v}}. \quad (3)$$

При этом, приравняв уравнения (1) и (3)  $Q_{1p.pасп} = Q_{1тр}$ , получим площадь горения твердотопливного газогенератора [3]:

$$S_1 = \frac{p^{1-v}}{u_1 \cdot \gamma \cdot \chi \cdot R \cdot T} \times \left( 2 \cdot \mu \cdot \Phi_{3ол} \cdot b \cdot \sqrt{p - \frac{F_{max}}{A_{П}}} + 2 \cdot K_{УТ} \cdot p \right). \quad (4)$$

## 2. Переменное питание в гидросистеме $p_{min}$ и $0,7p_{min}$ .

При этом возможны следующие режимы работы рулевых машин, характеризующиеся различными значениями расходов:

а) суммарный объёмный расход газа (жидкости) для движения двух рулевых машинок одновременно с максимальной скоростью при давлении  $0,7p_{min}$  [3]

$$Q_{\Sigma 3} = 1,4 \cdot Q_{PM} + 2 \cdot Q_{УТ}.$$

При данном режиме работы на штоках рулевых машин формируется результирующее усилие, соответствующее нагрузке  $F = 0,7F_{max}$ , которая преодолевается парой рулевых машин с скоростью  $V = 0,7V_{max}$  при минимальной мощности рассеиваемой в дроссельных элементах (для энергетической диаграммы в плоскости « $\xi - \Psi$ » (см. рис. 1) указанный режим работы ограничивается зависимостью  $N = f(\delta)$ , соответствующей кривой «а, b, с, d, e, f, g, k, l, m, n»);

б) суммарный объёмный расход газа (жидкости) для движения одной рулевой машинки с максимальной скоростью  $V_{max}$  при давлении  $p_{min}$ :

$$Q_{\Sigma 4} = Q_{PM} + 2 \cdot Q_{УТ}.$$

Учитывая формулы (1) и (2), аналогично можно записать выражения располагаемой и требуемой характеристики для данного режима:

$$\begin{aligned} Q_{2тр} &= Q_{PM} + 2 \cdot Q_{УТ} = \\ &= \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p - \frac{F}{A_{П}}} + 2 \cdot K_{УТ} \cdot p; \\ Q_{2p.pасп} &= \frac{u_1 \cdot \gamma \cdot S_2 \cdot \chi \cdot R \cdot T}{p^{1-v}}. \end{aligned}$$

При этом при равенстве  $Q_{2p.pасп} = Q_{2тр}$  площадь горения твердотопливного газогенератора можно записать в следующем виде:

$$S_2 = \frac{p^{1-v}}{u_1 \cdot \gamma \cdot \chi \cdot R \cdot T} \times \left( \mu \cdot \Phi_{3ол} \cdot b \cdot \sqrt{p - \frac{F_{max}}{A_{П}}} + 2 \cdot K_{УТ} \cdot p \right). \quad (5)$$

Таким образом, при переменном питании в гидросистеме и при движении двух рулевых машин с расходом жидкости  $Q_{\Sigma} = 1,4 Q_{max} + 2 Q_{УТ}$  давление в линии нагнетания источника питания при закрытом газовом клапане не должно уменьшаться ниже  $0,7p$ . В этом случае на штоках рулевых машин формируется результирующее усилие, соответствующее нагрузке  $F$ , которая преодолевается рулевыми машинами при обеспечении движения вектора тяги поворотного управляющего сопла с скоростью  $V = 0,7V_{max}$ , независимо от направления движения при минимальной мощности, рассеиваемой в дроссельных элементах. При этом для реализации работы источника питания в этом режиме необходимо согласование его внутрибаллистических, динамических и конструктивных параметров с динамическими характеристиками действующих на орган управления возмущений, которые преобразуются в потребляемый рулевыми машинами расход, время действия и интервал отсутствия возмущения.

Графики расходно-перепадных располагаемых и потребных характеристик источника питания и рулевых машин при различных вариантах источника питания представлены на рис. 3.

Как было показано выше, если реализовать вариант источника с переменным питанием в гидросистеме, то необходимо сформировать требуемый расход

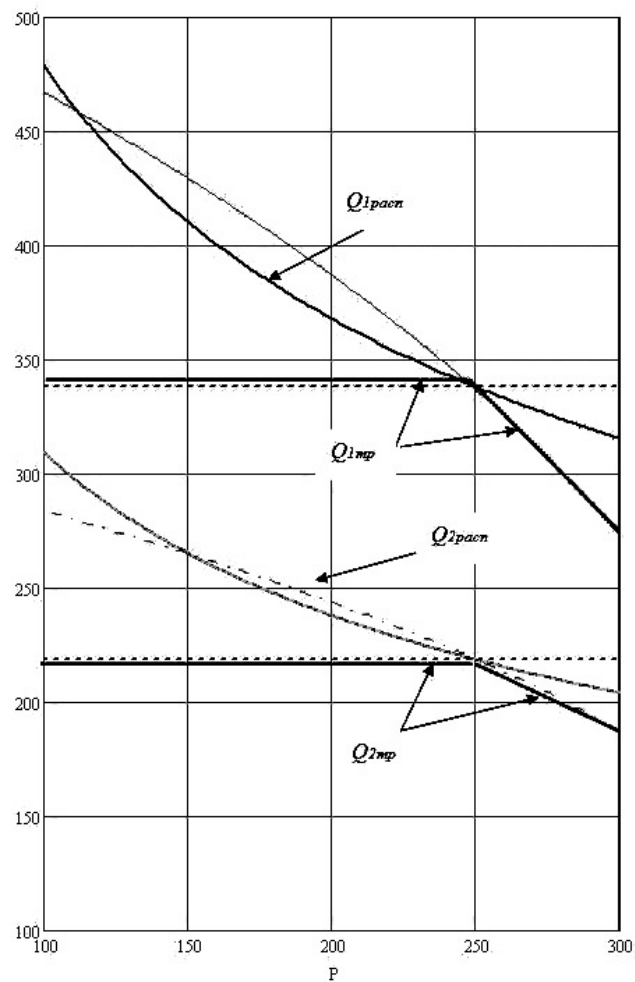


Рис. 3. Графическое изображение решения задачи совершенствования энергомассовых показателей газогидравлического привода:

$Q_{1расп}$ ,  $Q_{1тр}$  — располагаемый и требуемый расход для рулевых машин при постоянном давлении питания в гидросистеме;  $Q_{2расп}$ ,  $Q_{2тр}$  — располагаемый и требуемый расход для рулевых машин при переменном давлении питания в гидросистеме

в рулевых машинах  $Q_{2тр}$  значительно меньше, чем  $Q_{1тр}$ , при одинаковом давлении  $p_{min}$ . Как видно из рис. 3, при уменьшении  $Q_{1тр}$  до  $Q_{2тр}$  и, как следствие, уменьшении  $Q_{1расп}$  до  $Q_{2расп}$ , т. е. устранения избытка энергии в приводе в данном режиме, происходит уменьшение площади горения твердотопливного газогенератора с  $S_1$  до  $S_2$ .

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что реализация рационального использования энергетических характеристик, т. е. реализация варианта построения источника питания с переменным давлением, позволяет существенно улучшить массо-габаритные показатели привода. При определении величины снижения массы топлива твердотопливного газогенератора воспользуемся уравнением (2) баланса массового секундного газо-

прихода и расхода для вытеснительного источника питания, тогда формула площади поверхности горения для двух случаев имеет вид

$$S_1 = \frac{P_{min}^v \cdot (Q_{\Sigma 1})}{u_1 \cdot \gamma \cdot \chi \cdot R \cdot T};$$

$$S_2 = \frac{P_{min}^v \cdot (Q_{\Sigma 4})}{u_1 \cdot \gamma \cdot \chi \cdot R \cdot T}.$$

Относительная величина уменьшения площади поверхности горения  $\bar{S}_{2-1}$ , полученная путём деления разницы ( $S_2 - S_1$ ) на  $S_2$ , в зависимости от относительной величины непроизводительного рас-

хода  $\bar{Q}_{УТ} = \frac{Q_{УТ}}{Q_{РМ}}$  имеет вид

$$\bar{S}_{2-1} = \frac{S_2 - S_1}{S_2} = \frac{0,5}{1 + \bar{Q}_{УТ}}. \quad (6)$$

Графическое изображение формулы (6) представлено на рис. 4

График, представленный на рис. 4, позволяет получать значения относительных величин площади поверхности горения источника питания и, как следствие, показатель улучшения энергомассовых характеристик при различных значениях непроизводительного расхода. Так, при отношении непроизводительного расхода к полезному

$\bar{Q}_{УТ} = \frac{Q_{УТ}}{Q_{РМ}} = 0,25$  относительная величина площади

поверхности горения составляет  $\bar{S}_{2-1} = 0,4$ , т. е. вы-

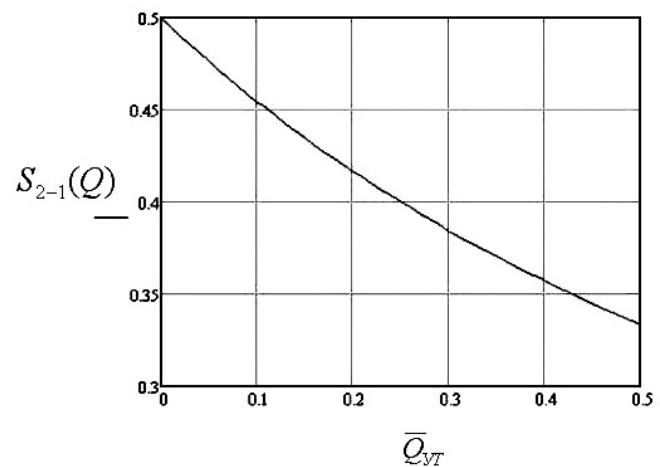


Рис. 4. Графическое изображение функции

$$\bar{S}_{2-1} = f(\bar{Q}_{УТ})$$

игрыш по массе твердотопливного газогенератора в этом случае составляет примерно 40%. При этом с ростом непроизводительного расхода относительная величина площади поверхности горения уменьшается.

#### Выводы

Реализация на практике метода рационального использования энергетических характеристик применительно к газогидравлическим приводам позволит улучшить энергомассовые показатели твердотопливного газогенератора вытеснительных преобразователей энергии приблизительно на 30—40%, обеспечивая снижение массы привода в целом на 10—12%.

#### Библиографический список

1. *Гладков И.М., Лалабеков В.И.* и др. Массовые характеристики исполнительных устройств систем управления баллистических твердотопливных ракет и космических летательных аппаратов. — М.: НТЦ «Информтехника», 1997.
2. *Чащин В.А., Самсонович С.Л., Саяпин В.В.* Пневмопривод систем управления летательных аппаратов; Под ред. В.А. Чащина. — М.: Машиностроение, 1987.
3. *Геращенко А.Н., Толмачев В.И., Лалабеков В.И.* Проектирование энергоэффективных систем приводов управления автономными объектами: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 2004.
4. *Самсонович С.Л.* Основы конструирования электрических, пневматических, гидравлических ИМ приводов ЛА. — М.: Изд-во МАИ, 2002.

Московский авиационный институт

Статья поступила в редакцию 23.11.2009