

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ВНУТРЕННИХ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ В ЛЕСНЫХ МАШИНАХ ОТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Features of formation of internal dynamic influences in wood machines from an internal combustion engine.

В мировой практике проектирования и создания лесных агрегатных машин в качестве силовых установок для них применяются серийно выпускаемые двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Эксплуатационные условия работы лесозаготовительной техники являются сложными, и возникающие при этом в двигателе в различных эксплуатационных режимах динамические нагрузки являются пиковыми по величине.

Динамические режимы работы двигателей обусловлены переходными процессами, связанными с изменениями входных параметров или обобщенных сил сопротивления, которые возникают на неустановившихся и установившихся режимах эксплуатации двигателя.

В исследовании авторов [1, 2] динамический режим работы двигателя рассматривается как динамическая характеристика, зависящая от входных данных и внешних сил сопротивления. Для ДВС мгновенные значения ω и M_d не остаются постоянными при неизменном значении входных параметров. В таких двигателях движущий момент в статическом режиме может быть представлен как функция угловой скорости и угловой координаты выходного звена:

$$M_d = M_{dc}(u, q, \omega), \quad (1)$$

где M_{dc} – периодическая функция q крутящего момента с периодом, равным или кратным 2π , u – вектор входных параметров двигателя, ω – среднее за оборот значение \dot{q} .

Если период функции (1) равен $2\pi k$, то для ДВС можно получить зависимость среднего движущего момента от u и ω :

$$M_{dc} = \frac{1}{2\pi k} \int_0^{2\pi k} M_{dc}(u, q, \omega) dq = M_{dc}(u, \omega). \quad (2)$$

Представленное выражение в теории расчета двигателей принято называть скоростной характеристикой.

Динамический режим работы ДВС может задаваться и рассматриваться как его динамическая характеристика, которая выражается обычно нелинейными дифференциальными соотношениями. Если в исследуемом динамическом режиме обобщенная скорость и сила сохраняют значение, близкое к некоторым постоянным, равным соответственно \dot{q}_0 и Q_0 , то для такой системы динамическая характери-

стика может быть линеаризована и представлена в виде:

$$W_Q(s)Q + \alpha W_q(s)(\dot{q} - \dot{q}_0) = Q_0, \quad (3)$$

где $W_Q(s)$ и $W_q(s)$ – линейные операторы, являющиеся в общем случае полиномами от оператора дифференцирования $S = d/dt$; α – крутизна статической характеристики ДВС. Значения $W_Q(0)$ и $W_q(0)$ равны единице, и поэтому при постоянных значениях \dot{q} и Q уравнение (3) превращается в линеаризованную статическую характеристику:

$$Q = Q_0 - \alpha(\dot{q} - \dot{q}_0). \quad (4)$$

Для коленчатого вала двигателя линеаризованное выражение примет вид

$$M_{лв} = M_{dc} - \alpha(\omega - \omega_0). \quad (5)$$

С учетом того, что статическая характеристика двигателя представляется выражением (1), после преобразования упрощенная динамическая характеристика может быть определена как

$$\tau M_d + M_d = M_{dc}(u, q, \omega). \quad (6)$$

Динамическая силовая характеристика ДВС дает представление о законах формирования вращающих моментов, действующих на коленчатый вал двигателя. Схематизация динамической характеристики позволяет учитывать позиционные закономерности силовой характеристики двигателя от параметров рабочих процессов и неуравновешенных сил инерции шатунно-поршневой группы, наличие системы автоматического регулирования скорости, импульсный характер воздействия исполнительного органа управляющего устройства на входной поток энергии. При формировании динамической силовой характеристики двигателя наиболее удобно и доступно рассматривать отдельно нерегулируемые компоненты и контур управления, осуществляющий стабилизацию скорости вращения ДВС.

На рис. 1 представлена функциональная схема автоматического регулирования скорости ДВС. Стабилизация скорости вращения по приведенной схеме на заданном скоростном режиме осуществляется замкнутой системой автоматического регулирования по уг-

ловой скорости коленчатого вала. В качестве управляющих устройств в двигателях применяются всережимные регуляторы скорости вращения центробежного типа, а исполнительный орган выполнен в виде рейки топливного насоса, воздействующей на поток энергии, поступающей в двигатель в виде цикловой подачи.



Рис. 1

Указанные устройства в двигателе позволяют осуществить плавный переход к работе от одного режима к другому. Очень важным моментом в этом вопросе является правильное описание переходных динамических процессов, происходящих в ДВС, которые иногда неверно истолковываются исследователями.

Общим и закономерным является то, что ДВС является сложной динамической системой, на работу которой оказывают влияние внешние и внутренние факторы. Это позволяет говорить нам о том, что многие задачи динамики современных лесных машин требуют обращения к более сложным динамическим моделям как механизма в целом, так и его основных агрегатов.

Силовая цепь машинного агрегата и управляющее устройство (регулятор) схематизируются в виде модели с направленными звеньями. Наиболее сложным звеном в этой модели является динамическая модель силовой цепи, отражающая упруго-инерционные, диссипативные и возмущающие свойства двигателя. Эта модель охвачена отрицательной обратной связью по угловой скорости двигателя.

Реализующий обратную связь регулятор в общем случае включает в себя центробежный измеритель скорости, усилительные элементы и исполнительный орган. Эти механизмы схематизируются на основе типовых звеньев первого или второго порядка направленного действия.

Импульсный характер воздействия исполнительного органа регулятора на поток энергии в ДВС может быть синхронизирован на основе типовых колебательных звеньев второго порядка.

Отличительной особенностью лесных машин с ДВС, управляемых по скорости посредством тахометрических обратных связей, являются значительные циклические внутренние нагрузки, вызванные работой силового агрегата, что усложняет расчетную модель, которую практически невозможно согласовать с системой автоматического регулирования скорости движения.

Предлагаемая динамическая модель должна быть ограничена, с одной стороны, числом степеней свободы и величиной эффективного частотного диапазона $[0, \omega_m]$ системы автоматического регулирования скорости двигателя. Верхнюю границу ω_m этого диапазона можно определить с запасом, гарантирующим адекватность модели на основе можарантной частотной характеристики $W(i\omega)$ линеаризованной модели из условия

$$|W(i\omega)| = 1. \quad (7)$$

При такой постановке задачи с внутренним возмущением от ДВС принимаются следующие допущения:

- текущее значение частоты может совпадать с одной из собственных частот механического объекта регулирования;
- необратимые потери энергии при колебаниях в центробежном измерителе угловой скорости отсутствуют;
- потери энергии при колебаниях в объекте регулирования характеризуются постоянным коэффициентом поглощения, определяемым по параметрам низкочастотных резонансных колебаний силовой цепи лесной машины;
- при наличии звеньев с работой циклического характера процесс управления принимается непрерывным.

Расчетная схема двигателя как источника заданной ограниченной мощности и лесной агрегатной машины была взята нами двухмассовой. С учетом взаимовлияния внутренних факторов на рис. 2 приведена схема взаимодействия ДВС с машинным агрегатом лесной машины.

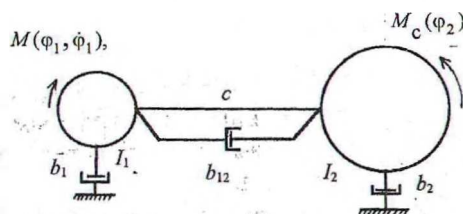


Рис. 2

В приведенной расчетной схеме двигатель и лесная машина представлены инерционными звеньями с постоянными моментами инерции соответственно I_1 и I_2 и валопроводом с крутильной жесткостью c . Уравнение движения системы с учетом линеаризованных сопротивлений всех звеньев запишется:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\phi}_1 + c(\phi_1 - \phi_2) + b_1 \dot{\phi}_1 + b_{12}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) &= M(\phi_1, \dot{\phi}_1), \\ I_2 \ddot{\phi}_2 + c(\phi_2 - \phi_1) + b_2 \dot{\phi}_2 + b_{12}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) &= -M_c(\dot{\phi}_2), \end{aligned} \quad (8)$$

где ϕ_i - угол поворота i -го звена; $M_c(\phi_2)$ - момент сопротивления вращению коленчатого вала двигателя; b_1, b_2, b_{12} - коэффициенты со-

противлений двигателя лесной машины и привода. При рассмотрении системы уравнений (8) в таком виде

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\phi}_1 + c(\phi_1 - \phi_2) + b_1 \dot{\phi}_1 + b_{12}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) &= 0, \\ I_2 \ddot{\phi}_2 + c(\phi_2 - \phi_1) + b_2 \dot{\phi}_2 + b_{12}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

они будут отражать собственные частоты f_i , $i = 1, 2$ и ортонормированную модальную матрицу собственных форм H колебаний системы. Исследования показали, что рассеивание энергии при низкочастотных колебаниях в лесных машинах, оснащенных ДВС, в основном определяются диссипативными свойствами двигателя. В связи с этим при проектировании таких специальных машин, характеризующихся активным взаимодействием двигателя с колебательной системой агрегата, важной практической задачей является построение, а в последующем и создание конструктивно простых устройств для снижения низкочастотных колебаний при запуске и работе установки на установившихся режимах.

Если осуществить переход к нормальным координатам

$$\varphi = HV, \quad (10)$$

где $\varphi = (\phi_1, \phi_2)^T$, $V = (V_1, V_2)^T$; V_1 и V_2 – нормальные координаты модели при определении собственных частот колебаний. В нормальных координатах системы модель будет описываться следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \ddot{V}_1 + \beta_1 \dot{V}_1 + \beta_{12} \dot{V}_2 &= m_1(V_1, V_2, \dot{V}_1, \dot{V}_2), \\ \ddot{V}_2 + k_2^2 V_2 + \beta_2 \dot{V}_2 + \beta_{12} \dot{V}_1 &= m_2(V_1, V_2, \dot{V}_1, \dot{V}_2). \end{aligned} \quad (11)$$

Первое уравнение описывает вращение вокруг неподвижной оси рассматриваемой системы как твердого тела под действием внешних сил, приложенных к ее звеньям. Второе уравнение характеризует колебательный процесс с учетом упругих характеристик системы.

Наличие в правых частях обоих уравнений слагаемых, зависящих от V_1 и V_2 , подтверждает факт связанности двух движений системы и возможности обмена энергией между ними.

Для анализа системы (11) обычно используют метод усреднения, который удовлетворяет по ряду условий дифференциальным связям, позволяющим решать систему в виде уравнений первого порядка. Коэффициенты связей для системы уравнений (11) находятся для переходного и установившегося режима работы двигателя.

Следует помнить, что условие стационарной реализуемости скоростного режима состоит в требовании, чтобы соответствующий запасу свободной мощности двигателя на этом режиме свободный вращающий момент M_d был больше среднего момента двигателя M_{dc} .

$$M_d \geq M_{dc}. \quad (12)$$

Последующее решение представленных уравнений позволяет решать задачи динамического характера на переходных и установившихся эксплуатационных режимах. Для регулируемых по скорости агрегатов, какими являются лесные машины в рабочем диапазоне, может решаться вопрос стационарной реализации любого скоростного режима, что очень важно при проектировании новых лесных агрегатных машин.

Литература

1. Жуков А. В. Теория лесных машин. – Минск.: БГТУ, 2001.
2. Аникин Н. И. Снижение динамической нагруженности и повышение долговечности трансмиссий лесопромышленных колесных тракторов на основе анализа динамических процессов в характерных условиях эксплуатации. – Дис... канд. техн. наук. – Химки, 1988. – 285 с.