

3. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. О поперечных колебаниях шасси самолета // Проблемы прочности, 2002, №6, С.79-88.
4. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. Одноступенная модель колебаний опоры шасси самолета // Техническая механика, 2006, №1, С.16-25.
5. Шифрин Б.М. Фрикционные неустойчивость и колебания самолета на разбеге/пробеге // Восточно-европейский журнал передовых технологий, 2006, №6/2 (24). С.19-23.
6. Плахтиенко Н.П., Шифрин Б.М. Механические явления при движении самолета с околокритическими углами увода колес шасси // Прикладная механика, 2006, №6. С.128-135.
7. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tires in steady-state conditions. A review of modeling aspects // Vehicle system dynamics. -1991.-V.20, № 3-4.- P.121-176.
8. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: ГИФМЛ, 1963.- 412 с.
9. Нагружение самолета при наземных режимах эксплуатации // ЦАГИ «Обзоры. Переводы. Рефераты». 1979, №559. 86 с.

УДК 621.255

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТА СИСТЕМЫ СМАЗКИ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ШЕСТЕРЕННЫМ НАСОСОМ

З.Я. Лурье

Доктор технических наук, профессор*

Контактный тел.: (057)705-34-92

И.М. Федоренко

Аспирант*

Контактный тел.: (057)343-41-02

*Кафедра гидравлических машин

Национальный технический университет «Харьковский

политехнический институт»

ул. Фрунзе 21, г.Харьков, Украина, 61002

Рассмотрен вопрос, связанный с исследованием гидроагрегата жидкой циркуляционной смазки, в котором подача шестеренного насоса изменяется за счет приводного асинхронного электродвигателя, питаемого от преобразователя частоты. Предложенная математическая модель гидроагрегата позволяет получить внешние характеристики и сформулировать практические рекомендации по выбору режима работы с высоким КПД

1. Введение

Большинство объемных гидроагрегатов (ГА), например, систем жидкой циркуляционной смазки пар трения механизмов и машин включают нерегулируемые насосы (в основном шестеренные) с приводным асинхронным электродвигателем (АД) с короткозамкнутым ротором. При расчете параметров ГА, исследовании его работы, оценке энергетических потерь, оценке КПД принимают частоту вращения вала насоса постоянной и КПД приводного электродвигателя не учитывают.

При функционировании системы смазки возникают режимы, при которых появляется необходимость регулировать подачу насоса объемным способом, а не традиционным дроссельным с помощью, например, настройки переливного клапана. Появление надежных промышленных преобразователей частоты электрического тока открывает возможность регулирования подачи шестеренных насосов путем изменения частоты вращения вала АД.

При этом должное внимание следует уделить искусственным механическим характеристикам АД,

оценке энергетических потерь в элементах ГА, включая и потери в АД, определению зависимости КПД ГА с учетом изменения частоты питания АД, построению внешних характеристик (скорости вращения вала АД (насоса)) от давления рабочей жидкости в нагнетательной магистрали при разных постоянных синхронных скоростях), определению зависимости обратной связи по давлению для обеспечения управления преобразователем частоты вращения и др.

2. Анализ предшествующих исследований

Число работ, посвященных исследованию динамических и энергетических характеристик гидроагрегатов с учетом приводного асинхронного электродвигателя насоса, в том числе с частотным управлением, в настоящее время ограничено.

В работах [1,2] рассматриваются важные вопросы влияния приводного двигателя на переходные процессы и динамическую жесткость объемного гидропривода. Была предложена математическая модель, которую для анализа целесообразно представить здесь в форме Коши следующими уравнениями:

$$\frac{dF_d(t)}{dt} = \frac{1}{T_d} [(V_{10} - V_1(t)K_d - F_d(t))], \quad (01)$$

скорости $V_1(t)$ массы m_1 приводного двигателя и насоса

$$\frac{dV_1(t)}{dt} = \frac{1}{m_1} [F_d(t) - A_n p_{ж}(t)], \quad (02)$$

скорости $V_2(t)$ массы поршня, штока гидроцилиндра и приведенных к нему деталей механизма

$$\frac{dV_2(t)}{dt} = \frac{1}{m_2} [A_m p_{ж}(t) - F_B], \quad (03)$$

давления $p_{ж}$ рабочей жидкости (РЖ) в напорной магистрали «насос-гидроцилиндр»

$$\frac{dp_{ж}(t)}{dt} = \frac{V_0^n V_1(t) - A_n V_2(t) - C_n p_{ж}(t)}{V_6} E_{ж}, \quad (04)$$

В уравнениях (01)-(04) - V_{10} - заданная окружная скорость приводного двигателя;

K_d, T_d - коэффициент жесткости механической характеристики и постоянная времени приводного двигателя A_n, η - эффективная площадь поршня и КПД гидроцилиндра; C_n - коэффициент утечек насоса и гидроцилиндра; V_0^n - рабочий объем насоса; $V_{ж}$ - объем жидкости в напорной линии гидроцилиндра; $E_{ж}$ - объемный модуль упругости РЖ.

Однако, из представленной модели видно, что модель приводного двигателя не позволяет учесть его энергозатраты (если это электродвигатель, то потребляемая мощность из электросети). При приводном асинхронном электродвигателе использовать представление механической характеристики коэффици-

ентом K_d недостаточно, тем более при питании от преобразователя частоты.

Работа [3] посвящена вопросу перспективного направления по энергосбережению, связанному с совмещением нерегулируемых насосов с регулированием по частоте вращения в гидроприводах термопластов, некоторых шлифовальных, заточных, агрегатных и др. станков. Приведена принципиальная схема линейного гидропривода, подача насоса которого изменяется асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, питаемым от преобразователя частоты. Представлены формулы для определения частоты крутильных колебаний контура «электродвигатель-насос» и коэффициента демпфирования в этом контуре. Сформулированы преимущества такого гидропривода и технико-экономические рекомендации его применения. Однако математическая модель узла «электродвигатель-насос», содержащего целый ряд нелинейностей, представлена лишь передаточной функцией, как линейное звено, что ограничивает возможности исследования переходных процессов, приближающихся к реальным.

Настоящая статья посвящена построению математической модели гидроагрегата системы смазки с регулируемой подачей шестеренного насоса и ее исследованию, в которой учитываются динамические, механические характеристики процессов приводного асинхронного электродвигателя с питанием от преобразователя частоты.

4. Постановка задачи

Современный подход к исследованию динамических и энергетических характеристик ГА различных технологических машин, изложенный в большинстве публикаций, связан в первую очередь с разработкой более полных математических моделей его элементов при допущении, что частота вращения вала насоса в различных режимах работы остается постоянной. При такой постановке основной источник энергии - электрическая сеть и электродвигатель остаются в стороне от исследований и определения баланса потерь элементов ГА и ГА в целом.

Непостоянство скорости вращения влияет также на динамические характеристики ГА, на его переходные процессы. Включение в состав ГА преобразователя частоты для регулирования скорости вращения АД позволяет менять подачу насоса в функции давления РЖ, оставляя предохранительный клапан, настроенный на заданное давление, для защиты от возможной перегрузки, не возлагая на него функцию переливного клапана.

Сформулированные вопросы составляют постановку научно-практической задачи распределения энергопотерь от электрической сети до выходного звена ГА с частотным управлением приводного электродвигателя, развитие методов контроля и устройств диагностирования параметров ГА. Процесс решения поставленной задачи следует сопровождать построением внешних характеристик, представляющих собою зависимость частоты вращения вала насоса (электродвигателя) от крутящего момента на валу (или давления РЖ). Должное внимание требует анализ:

механических характеристик АД в связи с частотным управлением, а также переходные процессы переменных ГА при различных частотах питания АД.

5. Решение

На рис.1 изображена расчетная схема ГА, включающая шестеренный насос (Н), асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором (АД) с питанием от частотного преобразователя (ПЧ), измерительного преобразователя давления (ПД), нелинейного преобразователя обратной связи по давлению РЖ (НП) и в качестве имитатора пары трения регулируемый дроссель (Др). Предохранительный клапан на схеме изображен, но не участвует в рабочих процессах; $P_1, P_{сл}, P_{вс}$ – давления РЖ в соответствующих точках схемы.

Перейдем к построению математической модели элементов ГА и ГА в целом.

Подача на выходе насоса

$$q_H(t) = q_{НГ}(t) - q_{УП}(t), \quad (1)$$

$$\text{где } q_{НГ}(t) = V_0^H n_C(t) = V_0^H \frac{\omega(t)}{2\pi} \quad (2)$$

- геометрическая подача насоса, V_0^H - рабочий объем насоса, $\omega(t)$ - угловая скорость вала, $n_C(t)$ - частота вращения вала в об/с,

$$q_{УП}(t) = C_{П} P_1(t) \quad (3)$$

- объемные потери насоса, $C_{П}$ - коэффициент объемных потерь.

Объемный КПД насоса

$$\eta_q^H = \frac{q_H}{q_{НГ}} = 1 - \frac{2\pi C_{П}}{V_0^H \omega(t)} P_1(t). \quad (4)$$

Механический КПД насоса [4]

$$\eta_m^H = \frac{V_0^H \Delta p(t)}{2\pi M_g(t)}, \quad (5)$$

где $M_g(t)$ - крутящий момент на валу насоса, развиваемый АД, $\Delta p(t) = p_1(t) - p_2$ - перепад давления на насосе.

Момент сопротивления насоса, как нагрузка, преодолеваемая АД [4]

$$M_{сн} = \frac{V_0^H}{2\pi} P_1. \quad (5a)$$

С учетом выражений (4), (5) общий КПД насоса

$$\eta_{общ}^H = \left(1 - \frac{2\pi C_{П} P_1(t)}{V_0^H \omega(t)} \right) \frac{V_0^H \Delta p(t)}{2\pi M_g(t)}. \quad (6)$$

Уравнения токов и скорости АД принципиально могут быть получены из уравнения движения и двух уравнений Э.Д.С. для цепей статора и ротора [5]

$$M_g - M_{сн} = J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt}, \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} i_1 r_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + M \frac{di_2}{dt} &= \sqrt{2} U \sin(\omega t + \Psi), \\ i_2 r_2 + L_2 \frac{di_2}{dt} + M \frac{di_1}{dt} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (7a)$$

в которых i_1 и i_2 - мгновенные значения токов статора и ротора, L_1 и L_2 - индуктивности статорной и роторной цепей, M - их взаимоиндуктивность, J_{Σ} - суммарный момент инерции АД и Н, $M_{сн}$ - момент сопротивления, создаваемый насосом на общем валу с АД, r_1 и r_2 - активное сопротивление статорной и роторной цепей, U - амплитуда фазового напряжения, подводимого к статору АД.

В практике электропривода и в настоящее время ограничиваются исследованием не электромеханиче-

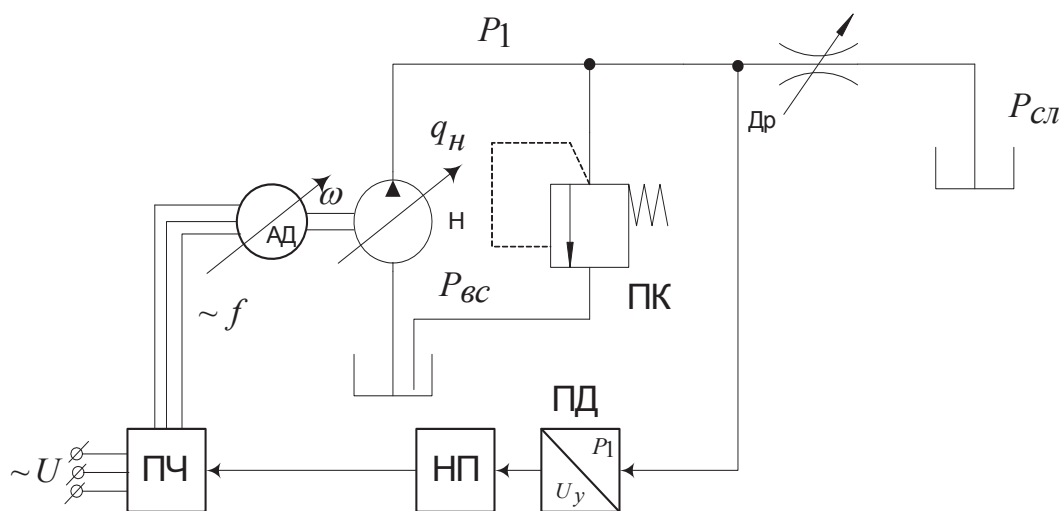


Рисунок 1. Расчетная схема гидроагрегата системы смазки: Н – насос, АД – асинхронный электродвигатель, Др – регулируемый дроссель, ПЧ – преобразователь частоты, ПД – измерительный преобразователь давления РЖ, нелинейный преобразователь обратной связи по давлению РЖ, ПК – клапан предохранительный

ских переходных процессов, а механических. При этом АД представляется механической характеристикой [5]

$$M_g = \frac{2M_k}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}}, \quad (8)$$

где M_k - критический (максимальный) момент, S_k - критическое скольжение, $S = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$ - текущее скольжение, ω_0 - угловая синхронная скорость, ω - текущее значение угловой скорости.

Механическая характеристика (8) АД является естественной для номинальных значений напряжения U и частоты f . Представим формулу (8) в виде удобном для моделирования в пакете VisSim

$$M_g = \frac{2M_k}{\frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0 S_k} + \frac{\omega_0 S_k}{\omega_0 - \omega}} = \frac{2M_k [\omega_0 (\omega_0 - \omega) S_k]}{(\omega_0 - \omega)^2 + \omega_0^2 S_k^2}. \quad (9)$$

При напряжении сети отличным от номинального, например, $U < U_n$ и $f = 50$ Гц выражение (9) примет вид [5,6]

$$M_{gf} = \frac{U_n^2}{U^2} \frac{2M_k [\omega_0 (\omega_0 - \omega) S_k]}{(\omega_0 - \omega)^2 + \omega_0^2 S_k^2} \quad (10)$$

При номинальном напряжении сети и частоте отличной от номинальной 50 Гц

$$M_{kf} = M_k \left(\frac{50}{f} \right) \text{ и } S_{kf} = S_k \left(\frac{50}{f} \right)$$

и искусственная механическая характеристика определяется выражением

$$M_{gf} = \frac{2M_k \left(\frac{1}{k_f} \right)^2 S_k \omega_0 (\omega_0 k_f - \omega)}{(\omega_0 k_f - \omega)^2 + \omega_0^2 S_k^2}, \quad (11)$$

$$\text{где } k_f = \frac{f}{50}.$$

Если уменьшать частоту f и в такой же пропорции напряжение сети, чтобы сохранить неизменным магнитный поток АД, то механическая характеристика в этом случае имеет вид

$$M_{gf,U} = \frac{2M_k S_k \omega_0 (\omega_0 k_f - \omega)}{(\omega_0 k_f - \omega)^2 + \omega_0^2 S_k^2}. \quad (12)$$

В паспортных данных конкретного АД указывается максимальное значение КПД для номинального режима при частоте $f = 50$ Гц и нагрузке, соответствующей 0,75 его номинальной мощности. В первом приближении можно воспользоваться известными экспериментальными данными характера изменения КПД при разных нагрузках для других АД [7].

При замене зависимости

$$\eta_{АД} = f \left(\frac{M_g \omega}{P_{Эс}} \right)$$

отношением

$$\eta_{АД} = f \left(\frac{M_g \omega}{M_{гном} (\omega_0 (1 - S_n))} \right), \quad (13)$$

т.е., рассматривая значение $\eta_{АД}$ в функции отношения текущей выходной мощности АД к номинальной выходной мощности. Здесь $P_{Эс}$ - текущая мощность, потребляемая АД из электросети.

В расчетной схеме пара трения представлена как дроссель с переменным сечением. Расход через дроссель определим по выражению

$$q_{др} = \mu A_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_{сл})}, \quad (14)$$

где μ - коэффициент расхода, $A_{др}$ - площадь дросселирующей щели, ρ - плотность РЖ.

Обратную связь по давлению p_1 для формирования нелинейного преобразователя НП при соответствующем изменении частоты питания АД (подачи Н) на основе предварительного исследования представим выражением

$$K_f = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \leq p_1 \leq p_{1ном}, \\ 1 - b(p_1 - p_{1ном}) & \text{при } p_1 > p_{1ном}, \end{cases}$$

где коэффициент b будет уточняться в процессе численного эксперимента.

Исследование механических характеристик АД. На рис.2-5 изображены механические характеристики АД мод. АПН 11/2 (мощность 0,18 кВт с синхронной частотой вращения $n = 3000$ об/мин при $f = 50$ Гц, КПД = 62%, $\cos \phi = 0,74$), полученные на основе решения уравнений (9),(11),(12). При моделировании определяются искомые переменные ω и M_d как функции времени с последующим построением фазовой траектории $\omega(M_d)$, в которой исключено время. На рис. 2а,3а и 4а показаны естественные механические характеристики. Они одинаковы, но внешне различаются из-за разного масштаба оси абсцисс, вызванного кривыми δ и b . Кривые рис.2б,3б,4б и 5б характерны увеличением M_k с уменьшением частоты f от 50 до 10 Гц по сравнению с M_k на естественной характеристике. Если для естественной характеристики $M_k = 12,5 \text{ кгс} \cdot \text{см}$, то для кривой рис.3б $M_k = 19 \text{ кгс} \cdot \text{см}$, для характеристики рис. 3б $M_k = 35 \text{ кгс} \cdot \text{см}$, для кривой 4б $M_k = 78 \text{ кгс} \cdot \text{см}$, для 5б $M_k = 280 \text{ кгс} \cdot \text{см}$. Таким образом, с уменьшением частоты максимальный момент M_k возрастает при условии, что напряжение сети неизменно и равно номинальному. Для характеристики рис.2в - 5в M_k остается постоянным, возрастает пусковой момент, кривые при уменьшении частоты смещаются эквидистантно. Так как момент сопротивления $M_{сн}$, создаваемый насосом, ограничивается значением давления p_1 , то для дальнейших исследований выбирается вариант работы ПЧ с согласованным изменением U и f .

Исследование характеристик узла ГА «АД-Н». На рис. 6-8 изображены переходные процессы трех параметров ГА (геометрической подачи насоса, крутящего момента АД и угловой скорости насоса (АД)) при давлении $p_1 = 1 \text{ кгс} / \text{см}^2$ и трех значениях f , равных соответственно 50,30,10 Гц, при разгоне ГА. С уменьшением частоты, а следовательно, скорости ω уменьшается $q_{нп}$, сокращается время разгона и характер кривой M_d (см. рис.6 и 8). С увеличением давления до $5 \text{ кгс} / \text{см}^2$ (рассматриваются механические процессы) существенно возрастает время разгона (см. рис.6 и 9; 7 и 10; 8 и 11), а характер кривых сохраняется. При давлении $p_1 = 5,4 \text{ кгс} / \text{см}^2$, при котором момент $M_{сн}$ практически равен пусковому ($M_{дп}$) моменту АД на частоте $f = 50$ Гц, длительность разгона возрастает до 65с (см. рис.12). При уменьшении частоты до 30 Гц пусковой момент АД возрастает, и время разгона составляет 4 с (см. рис.13). При частоте $f = 10$ Гц происходит дальнейший рост $M_{дп}$ и время разгона сокращается до 2 с (см. рис. 14).

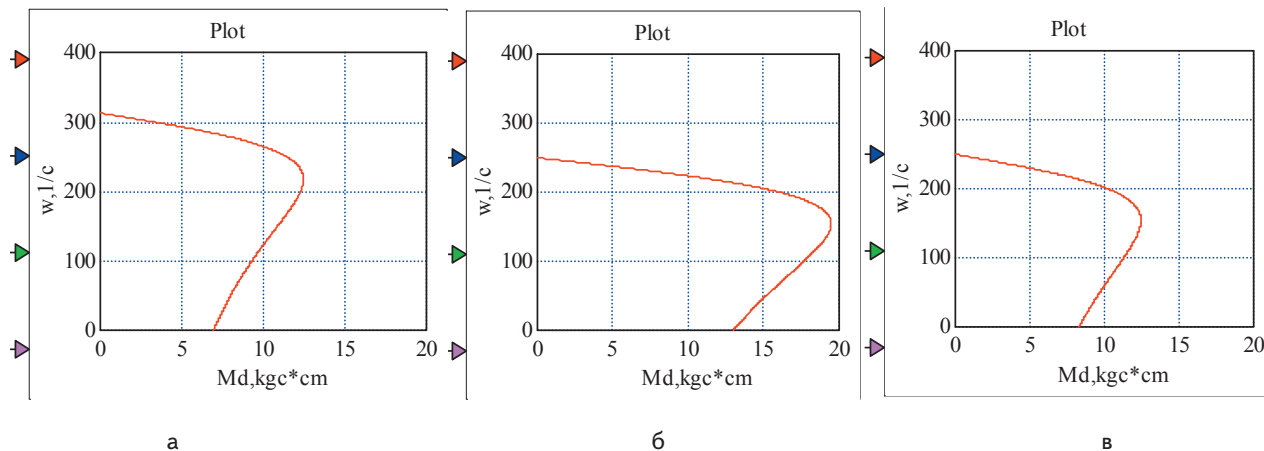


Рисунок 2. Механические характеристики АД с частотным управлением: а — при номинальном напряжении $U_{\text{ном}}$ электрической сети и частоте 50 Гц; б- при напряжении $U_{\text{ном}}$ и $f=40$ Гц; в — при согласованном изменении U и $f=40$ Гц

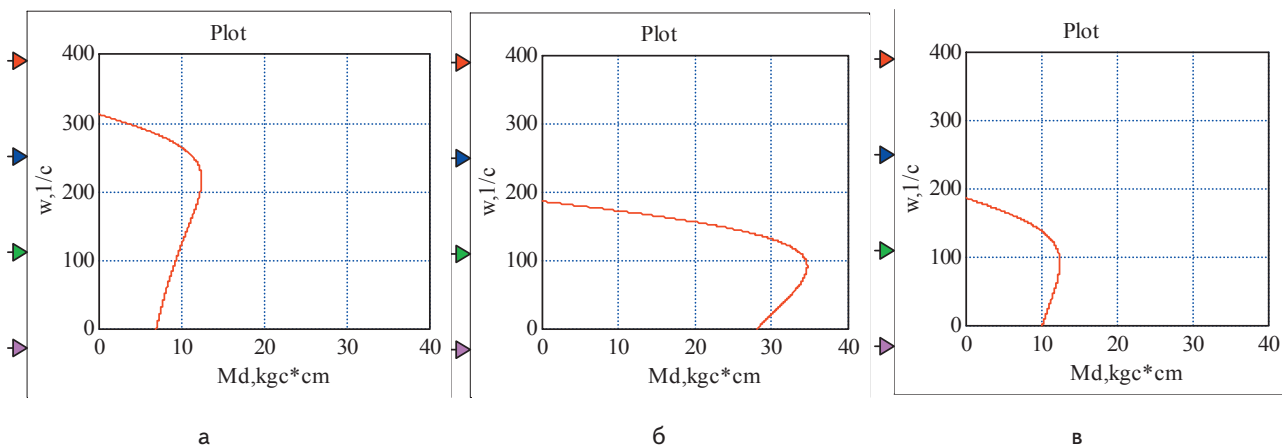


Рисунок 3. Механические характеристики АД с частотным управлением: а — при $U_{\text{ном}}$ и $f=50$ Гц; б- при $U_{\text{ном}}$ и $f=30$ Гц; в — при согласованном изменении U и $f=30$ Гц

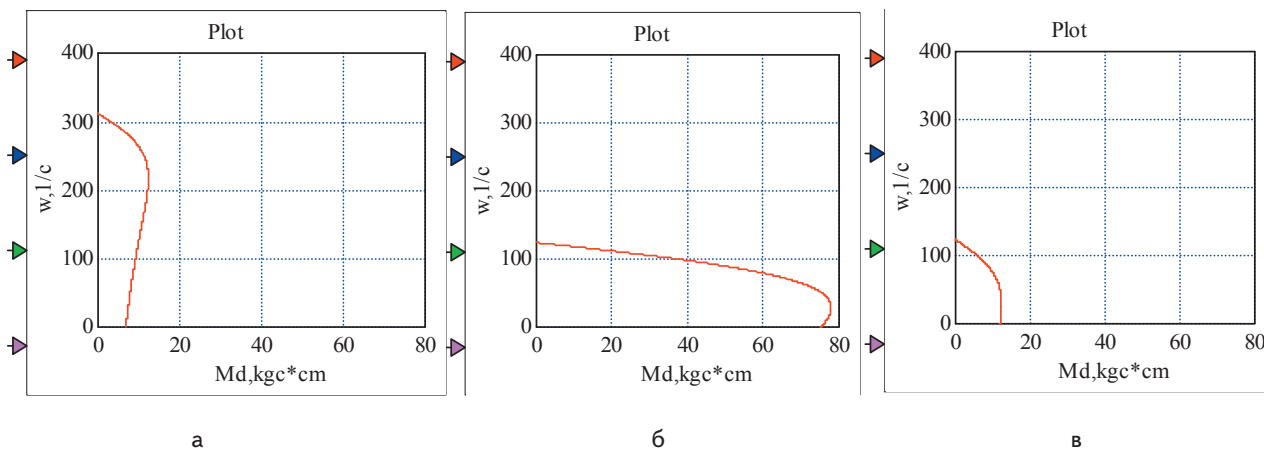


Рисунок 4. Механические характеристики АД с частотным управлением: а — при $U_{\text{ном}}$ и $f=50$ Гц; б - при $U_{\text{ном}}$ и $f=20$ Гц; в — при согласованном изменении U и f , и $f=20$ Гц

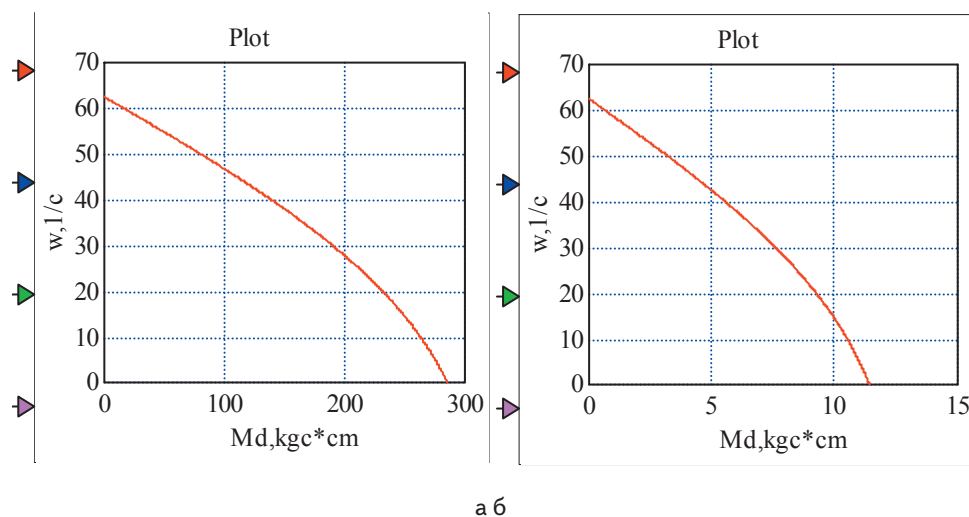


Рисунок 5. Механические характеристики АД с частотным управлением : а- при $U_{ном}$ и $f=10$ Гц; б — при согласованном изменении U и f , $f=10$ Гц

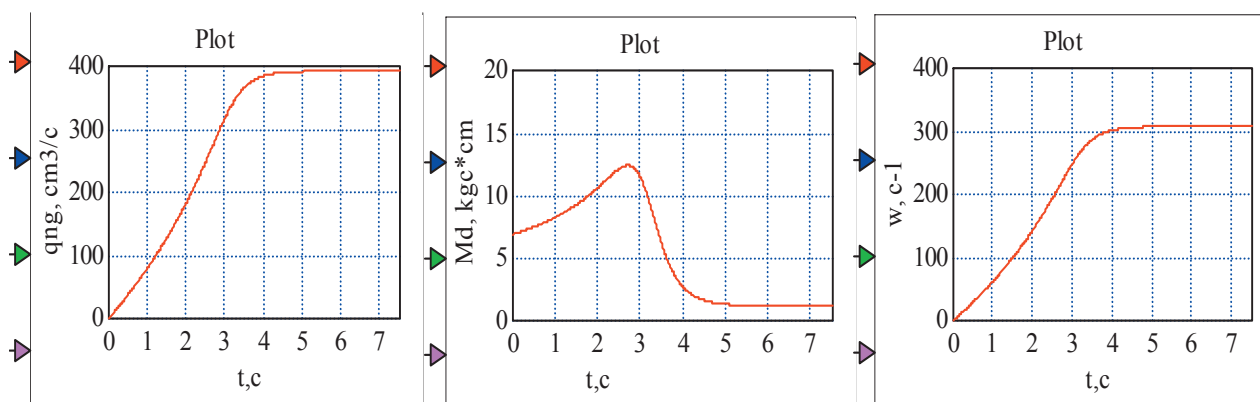


Рисунок 6. Переходные процессы геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=1$ кгс/см², частоте питания АД $f=50$ Гц

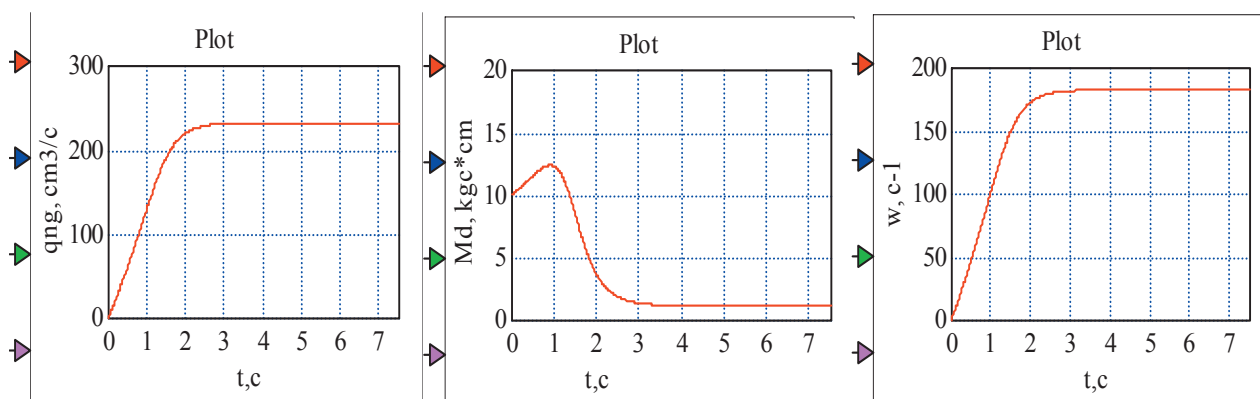


Рисунок 7. Переходные процессы геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=1$ кгс/см², частоте питания АД $f=30$ Гц

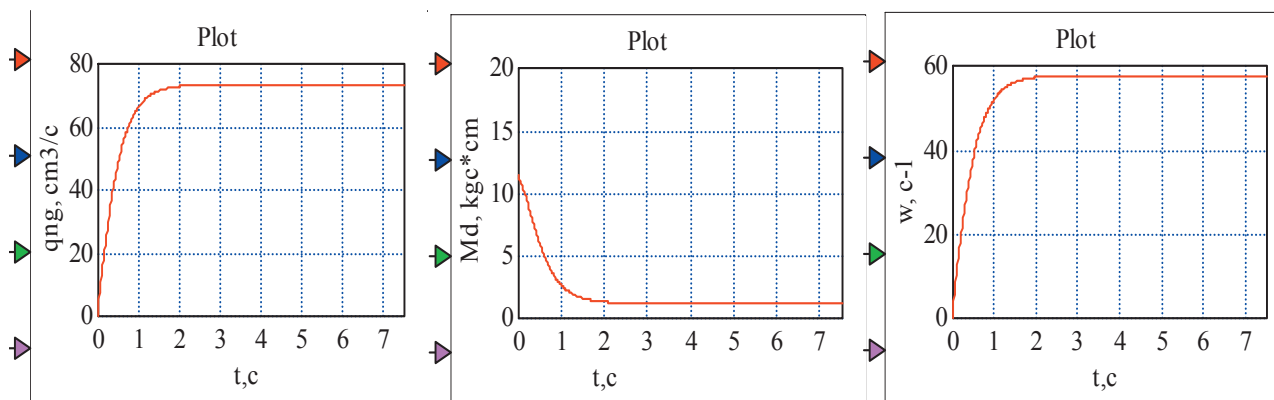


Рисунок 8. Переходные процессы геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=1$ кгс/см², частоте питания АД $f=10$ Гц

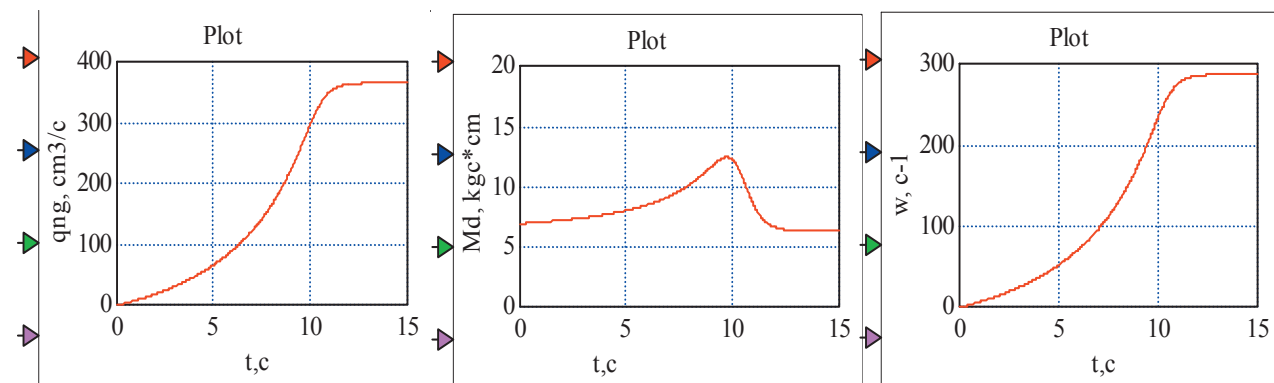


Рисунок 9. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5$ кгс/см², частоте питания АД $f=50$ Гц

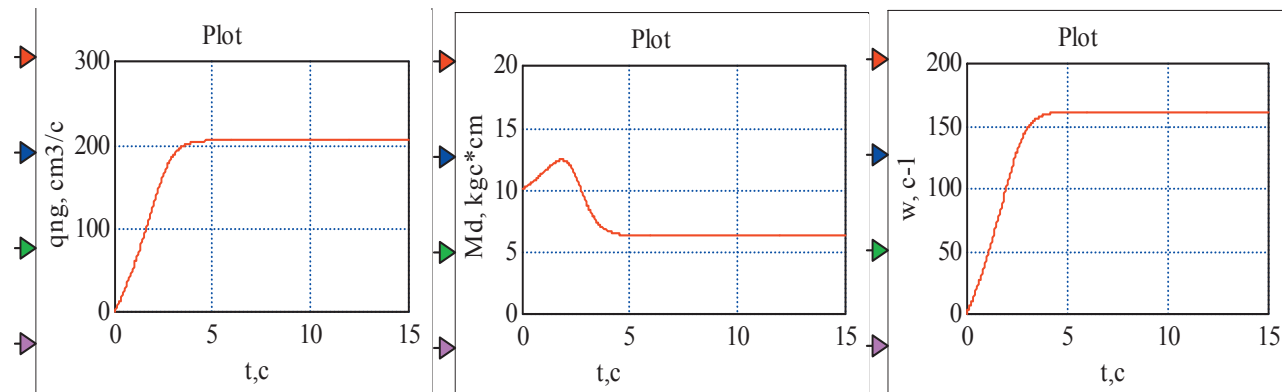


Рисунок 10. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5$ кгс/см², частоте питания АД $f=30$ Гц

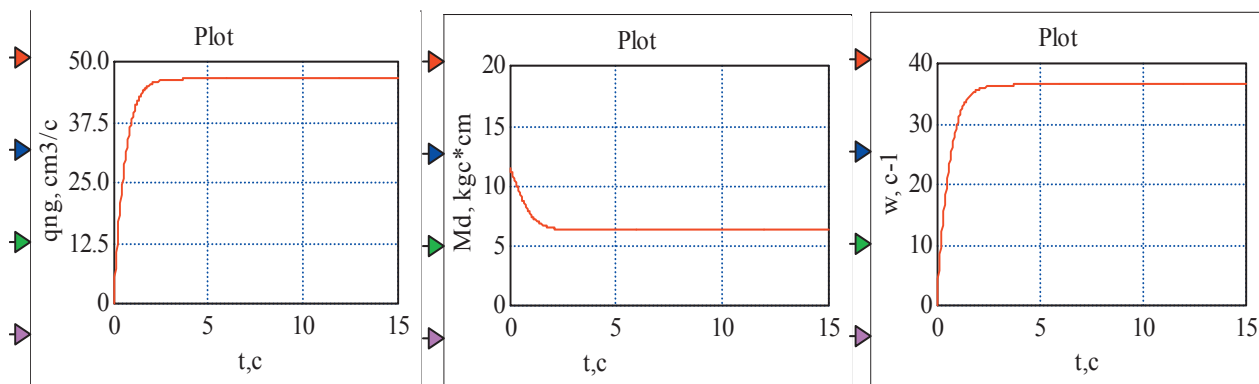


Рисунок 11. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5$ кгс/см², частоте питания АД $f=10$ Гц

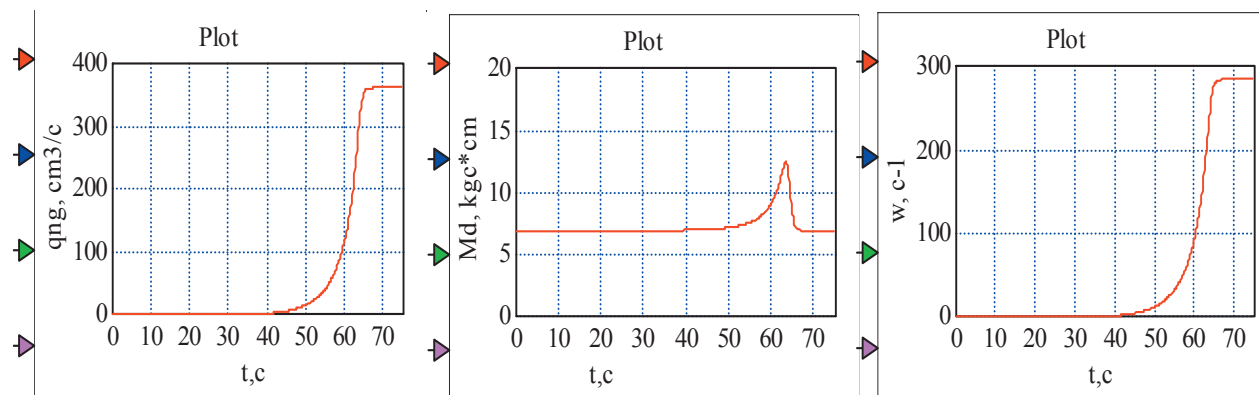


Рисунок 12. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5,48$ кгс/см² (моментом сопротивления практически равном пусковому моменту АД), частоте питания АД $f=50$ Гц

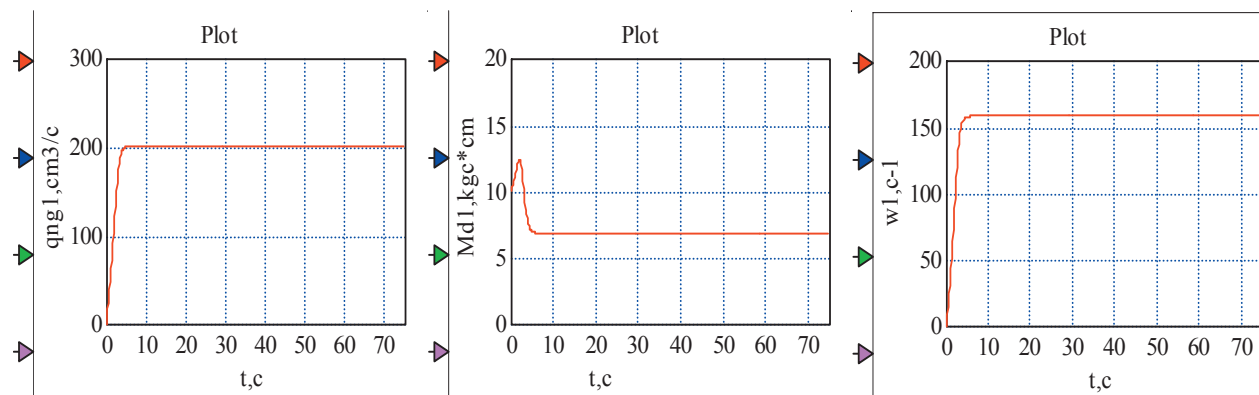


Рисунок 13. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5,48$ кгс/см² (моментом сопротивления практически равном пусковому моменту АД), частоте питания АД $f=30$ Гц

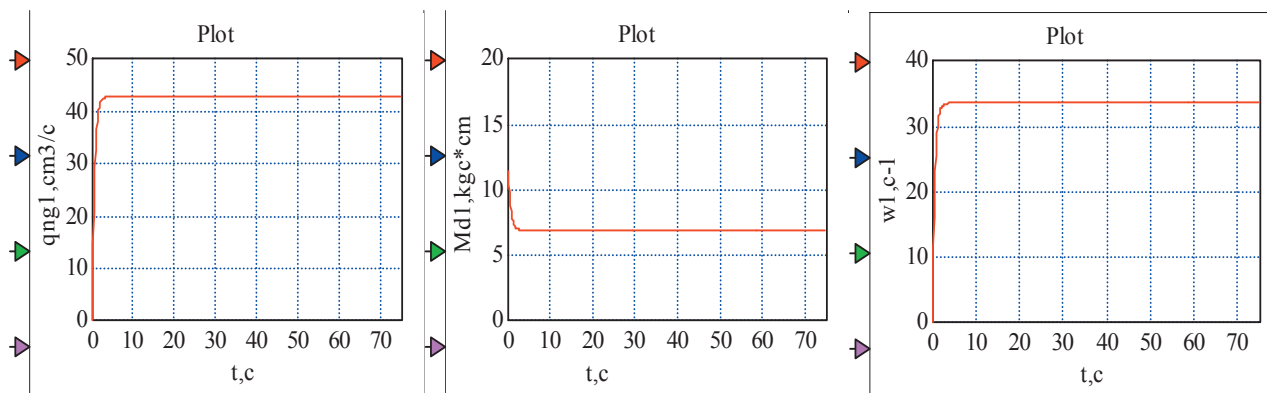


Рисунок 14. Осциллограммы процессов геометрической подачи насоса q_{ng} , крутящего момента АД M_d , угловой скорости w при разгоне ГА с давлением РЖ $p_1=5,48$ кгс/см² (моментом сопротивления практически равном пусковому моменту АД), частоте питания АД $f=10$ Гц

Исследование модели ГА в целом. В состав модели добавляется уравнение трубопровода, соединяющего насос с дросселем

$$q_n - q_{dp} = \frac{V_T}{E} \cdot p_T \quad (15)$$

в котором V_T - объем РЖ в трубопроводе, E - объемный модуль упругости РЖ.

На рис.15 изображены внешние характеристики крутящего момента асинхронного двигателя в функции частоты вращения $n_c = \omega / 2\pi$ об/с при $f=20$ Гц (кривая слева) и при $f=50$ Гц (кривая справа). Момент изменяется от 0 (при синхронной скорости 20 или 50 об/с) по линейному закону до $n_c=14,4$ об/с при $f=20$ Гц и до $n_c=44,4$ об/с при $f=50$ Гц.

Внешние характеристики КПД_н(Δp) при $f=50$ Гц (верхняя кривая) и при $f=20$ Гц (нижняя кривая) показаны на рис.16.

Как видно из рисунка КПД_н(Δp) при $f=20$ Гц, начиная с $\Delta p=1$ кгс/см², уменьшается по сравнению со значениями КПД_н при частоте 50 Гц и при номинальном значении 5 кгс/см² эта разница составляет ~0,2.

К важной внешней характеристике относится КПД_{ГА}. На рис.17 представлена эта характеристика при частоте 50 Гц (верхняя кривая) и 20 Гц (нижняя кривая). Максимальное значение находится в интервале давлений $3,5 \leq \Delta p \leq 4,5$ кгс/см². При частоте 20 Гц максимум КПД_{ГА} меньше максимума КПД_{ГА} на частоте 20 Гц на ~0,2.

Особую практическую значимость представляют внешние характеристики, которые отражают зависимость КПД_{ГА} в функции давления p_1 РЖ и частоты вращения n_c вала АД и насоса. Целесообразно построить такие характеристики для различных частот f питания АД.

На рис.18 изображена такая характеристика только для одной частоты $f=20$ Гц (нижняя кривая) совместно с характеристикой $p_1(n_c)$ (верхняя кривая). Именно кривая $p_1(n_c)$ ограничивает интервал изменения КПД_{ГА} на данной частоте питания АД.

С помощью этой характеристики можно выбрать на эксплуатации значения p_1 и n_c , соответствующие оптимуму КПД_{ГА}.

Здесь конкретно можно отметить, что максимум $\text{КПД}_{\text{ГА}}=0,34$ можно получить при $p_1=3,3$ кгс/см² и $n_c=16,3$.

Внешние характеристики для частот 30, 40 и 50 Гц изображены на рис. 19 и 20.

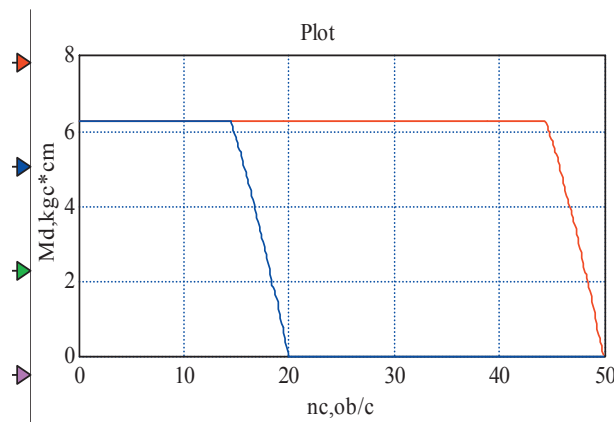


Рисунок 15. Внешние характеристики ГА M_d (n_c): слева получена при частоте 20Гц; справа – при $f=50$ Гц

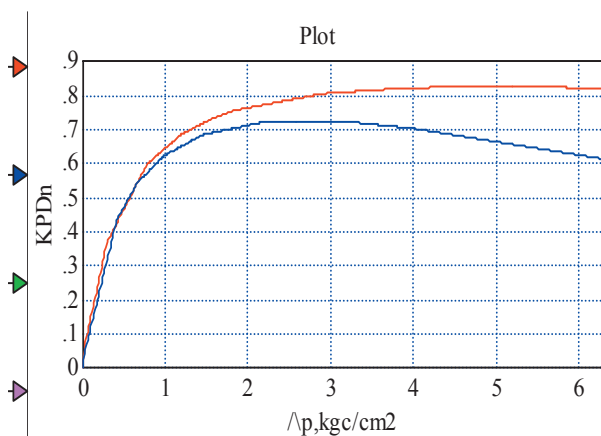


Рисунок 16. Внешние характеристики КПД_н (Δp): верхняя кривая получена при частоте 50Гц, нижняя – при 20 Гц

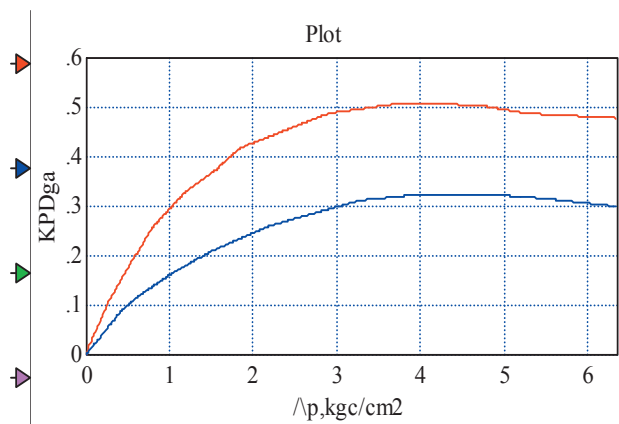


Рисунок 17. Внешние характеристики КПДга($\backslash p$): верхняя кривая получена при частоте 50Гц, нижняя — при 20Гц

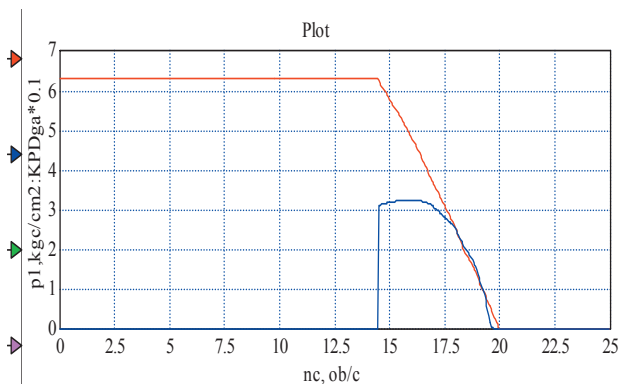


Рисунок 18. Внешние характеристики nc (верхняя кривая) и КПД га ($p1, nc$) (нижняя кривая с коэффициентом 0,1), полученные при частоте 20Гц

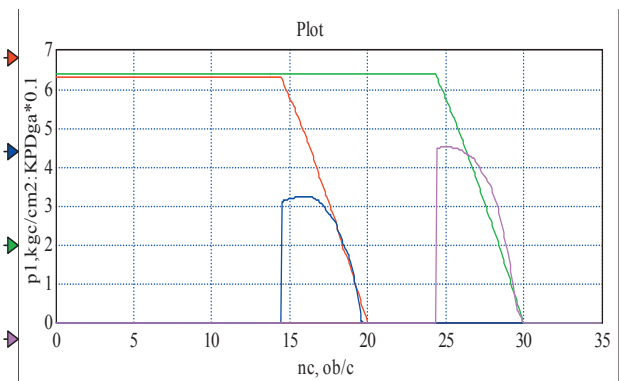


Рисунок 19. Внешние характеристики $p1(nc)$ (верхние кривые) и КПД га ($p1, nc$) (нижние кривые с коэффициентом 0,1), полученные при частотах 20 и 30Гц

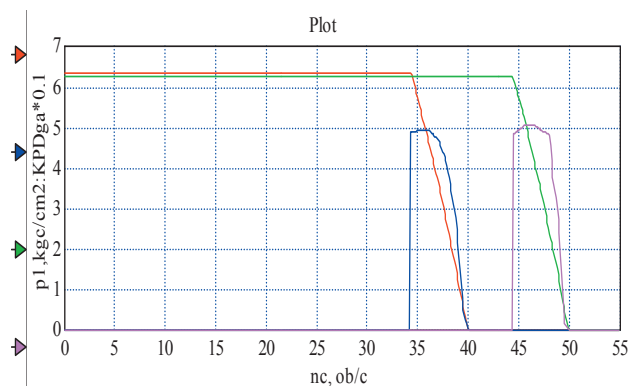


Рисунок 20. Внешние характеристики $p1(nc)$ (верхние кривые) и КПД га ($p1, nc$) (нижние кривые с коэффициентом 0,1), полученные при частотах 40 и 50Гц

6. Выводы

1. Предложена математическая модель гидроагрегата с регулируемым шестеренным насосом с приводным асинхронным электродвигателем, питаемым от преобразователя частоты с учетом механических характеристик электродвигателя при различных частотах питания.

2. Построенные внешние характеристики элементов и ГА в целом (движущего момента асинхронного электродвигателя в функции частоты вращения, КПД насоса и гидроагрегата в функции перепада давления, давления нагнетания в функции частоты вращения и КПД гидроагрегата в функции давления нагнетания и частоты вращения) при различных частотах питания позволяют сформулировать практические рекомендации по выбору режима работы гидроагрегата в зоне более высоких КПД.

Литература

1. Сильвестров З.Б., Каминская Д.А., Ольховской Б.В., Розенцвайг А.Б. Оптимальное демпфирование упругих колебаний объемного гидропривода двигателем насоса // Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение – 1986. – Вып.12. – с.126-133.
2. Оксененко А.Я., Каминская Д.А., Лурье З.Я., Делятицкая Т.Д. Условия влияния насоса на динамическую жесткость объемного гидропривода // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – Сб. науч. Статей. – М.: Машиностроение. – 1990. – Вып.15. – с.136-142.
3. Тихенко В.Н. Разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем насосной установки // Промислова гідроліка і пневматика. – 2006. – №1(11). – с.84-86
4. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение. – 1974. – 606 с.
5. Андреев В.П., Сабинин Ю.А. Основы электропривода. – М.: ГосЭнергоиздат. – 1956. – 448 с.
6. Морозов Д.П. Основы электропривода. – М.: ГосЭнергоиздат. – 1950. – 368 с.
7. Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. – М.: ГосЭнергоиздат. – 1958. – 395 с.