

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

С. Е. Арико, В. А. Симанович

В Республике Беларусь на трелевке древесины получили наибольшее распространение колесные лесные агрегатные машины МТЗ. Создание принципиально новых колесных лесных машин является дорогостоящим процессом по времени и затратам, ввиду конструктивных особенностей и условий их эксплуатации. Отечественные лесные машины, в основном, создаются на шасси сельскохозяйственных тракторов, но условия работы у лесных машин более тяжелые, а требования к надежности более высокие. Создание лесных машин требует дополнительных расчетов, которые учитывают характер работы базовой машины и технологического оборудования. В связи с этим новая лесная техника должна иметь конструктивные изменения в ходовой части, касающиеся установки специальных шин, применения полурамного остова с шарнирным соединением, отсутствия подвески, изменений в конструкции рулевого управления и гидравлической системы, а также в других узлах машин. Использование лесных машин узко специализированного назначения снижает такие их технико-эксплуатационные показатели как коэффициент использования, коэффициент технической готовности, сужает спектр работ, которые могут проводиться с использованием базовой модели трактора.

Использование имеющейся лесной техники, а также проектирование и создание новой, с учетом конструкции и компоновки прицепного и навесного технологического оборудования на базовом модуле, необходимо производить на основе анализов динамических процессов, изучению и исследованию, которых посвящено достаточное количество работ сотрудников нашего университета.

1. Составление расчетной схемы транспортного средства. Изучение динамики любой машины начинается с выбора динамических моделей ее функциональных частей. В динамической модели функциональной части машины, а затем и объекта в целом, следует учитывать те их свойства, которые являются существенными для достижения поставленной задачи.

Прежде чем приступить к математическому изучению динамических процессов, необходимо схематизировать реальный объект, то есть выбрать его идеализированную физическую модель. Различают динамические детерминированные и статистические модели, причем, как правило, построение статистической модели производится на основе динамической модели. Следует при этом сказать, что часто при рассмотрении динамики лесных машин достаточно иметь достоверную динамическую модель, что позволяет решать вопросы их эксплуатационной надежности.

При построении динамических моделей для решения инженерных задач физические системы упрощаются и учитываются только главные факторы, имеющие решающее значение при изучении рассматриваемых процессов.

2. Составление трехмассовой модели дерева. На рис. 1. приведены конструктивные схемы подвеса деревьев. Представленные схемы отражают конструктивные изменения в подвесе деревьев и технологического оборудования. Анализ влияния конструкции подвеса на собственные частоты колебания проводили по схеме рис. 1, так как две другие схемы отличаются незначительно и отражают конструктивные изменения в трелевочном щите.

Составляя выражения кинетической T и потенциальной Π энергии системы в виде функций обобщенных скоростей и координат и поставив их в уравнение Лагранжа 2 рода [32, 33] в виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = 0$$

где $\dot{q}_i$ и q_i — соответственно обобщенные координаты и скорости системы. Для наших конструкций подвеса пачки деревьев делаем допущения о том, что вершина часть контактирует с поверхностью посредством упругость кроны, перемещения которой происходят в горизонтальном и вертикальном направлениях.

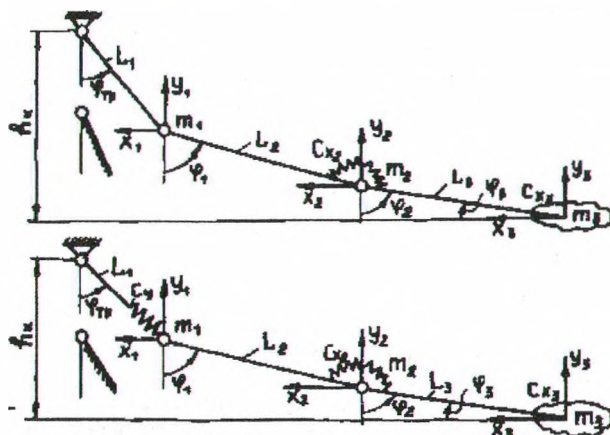


Рисунок 1 — Конструктивные схемы подвеса деревьев

Уравнения кинетической энергии записывается в следующем виде:

$$T = 0,5m_1(\dot{X}_1^2 + \dot{Y}_1^2) + 0,5m_2(\dot{X}_2^2 + \dot{Y}_2^2) + 0,5m_3(\dot{X}_3^2 + \dot{Y}_3^2)$$

Уравнение потенциальной энергии будет иметь вид:

$$\Pi = m_1gL_1(1 - \cos \varphi_{TP}) + m_2gL_1(1 - \cos \varphi_{TP}) + m_2gL_2(1 - \cos \varphi_1) + 0,5C_{x2}(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + 0,5C_{x3}(\varphi_3 - \varphi_2)^2$$

Уравнения кинематических связей запишутся в виде:

$$\begin{aligned} X_1 &= L_1 \sin \varphi_{TP}; \quad Y_1 = L_1 \cos \varphi_{TP}; \\ X_2 &= L_1 \sin \varphi_{TP} + L_2 \sin \varphi_1; \quad Y_2 = L_1 \cos \varphi_{TP} + L_2 \cos \varphi_1; \\ X_3 &= L_1 \sin \varphi_{TP} + L_2 \sin \varphi_1 + L_3 \sin \varphi_2; \quad Y_3 = L_1 \cos \varphi_{TP} + L_2 \cos \varphi_1 + L_3 \cos \varphi_2; \end{aligned}$$

3. Составление двухмассовой математической модели трелевочного трактора. Линейным моделям первого приближения для голономных динамических систем отвечают: потенциальная энергия системы в виде квадратичной формы обобщенных координат с постоянными коэффициентами; кинетическая энергия и диссипативная функция Рэлея рассматриваемой системы в виде квадратичных форм обобщенных скоростей с постоянными коэффициентами. Используя это обстоятельство и систематизированный определенным образом выбор обобщенных координат, для линейных и кусочно-линейных моделей несвободных голономных систем можно получить компактный матричный алгоритм формирования инерционной, квазиупругой и диссипативной матриц.

Одним из наиболее сложных и наименее изученных механизмов ограниченного возбуждения характеризуются колебательные системы машинных агрегатов с ДВС и силовые цепи различного рода машинных агрегатов с циклическими крутильными позиционными возмущениями. Для выяснения основных особенностей динамического поведения систем такого класса с учетом ограниченного характера возбуждения рассмотрим простейшую систему с ДВС согласно рис. 2. а, б.

В рассматриваемой крутильной системе с двумя степенями свободы двигатель и рабочая машина (РМ) представлены инерционными звеньями с постоянными моментами инерции соответственно J_1 и J_2 , валопровод характеризуется крутильной жесткостью c . Вращающий момент двигателя примем в виде:

$$M(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) = L_0(\varphi_1) + M_v \sin(v\varphi_1 + \psi_v) \quad (1)$$

Представление (1) силовой характеристики двигателя соответствует удержанию в ее ряде Фурье одной наиболее существенной v -й гармоники, определяющей колебательные процессы в резонансной области исследуемого скоростного диапазона, порождаемой v -й гармоникой циклических возмущений ДВС. Предполагается также, что коленчатый вал двигателя рассматривается как жесткое звено с постоянным моментом инерции. Заметим что такое представление оправдано во многих практически важных случаях. При этом v -я гармоника в правой части выражения (1.) является одной из так называемых главных гармоник циклических возмущений ДВС.

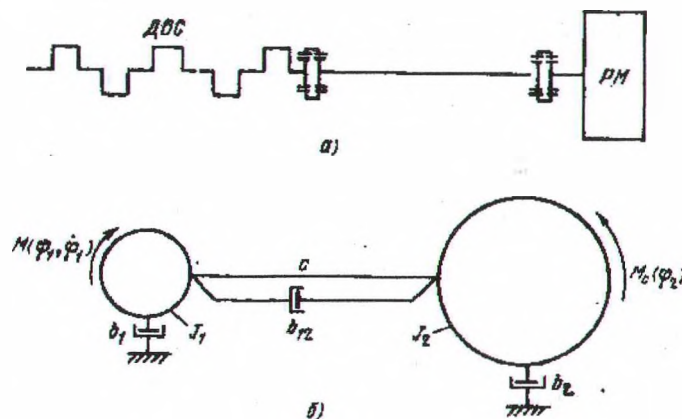


Рис. 2 — Схема простейшего машинного агрегата с ДВС

Запишем уравнения движения системы с учетом линейаризованных осцилляционных сопротивлений всех звеньев:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= M(\varphi_1, \dot{\varphi}_1), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c(\varphi_2 - \varphi_1) + b_2 \dot{\varphi}_2 + b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) &= -M_c(\varphi_2), \end{aligned} \quad (2)$$

где φ_j — угол поворота j -го звена,

$M_c(\varphi_2)$ — момент сопротивления вращению ротора рабочей машины,

b_1, b_2, b_3 — коэффициенты линейаризованных осцилляционных сопротивлений двигателя, рабочей машины и валопровода.

Одновременно рассмотрим невозмущенную систему (2.):

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= 0, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c(\varphi_2 - \varphi_1) + b_2 \dot{\varphi}_2 + b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

Не трудно получить собственные частоты $kS, s = 1, 2$ и ортонормированную модальную матрицу (матрицу собственных форм) H для консервативной части модели (3.):

$$\begin{aligned} k_1 = 0, \quad k_2 = [c(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2})]^{\frac{1}{2}}, \quad h_{11} = h_{21} = (J_1 + J_2)^{-\frac{1}{2}}, \\ h_{12} = [J_1(1 + \frac{J_1}{J_2})]^{-\frac{1}{2}}, \quad h_{22} = -h_{12} \frac{J_1}{J_2}, \quad h_{ij} = \{H\}_{ij}. \end{aligned} \quad (4)$$

Осуществим модальное преобразование координат системы (2.50), т. е. переход к нормальным координатам:

$$\Phi = HV \quad (5)$$

где $\Phi = (\varphi_1, \varphi_2)^T, V = (v_1, v_2)^T, v_1, v_2$ — нормальные координаты модели

В нормальных координатах система (3.) модель (2.) приобретает следующий вид:

$$\begin{aligned} \ddot{v}_1 + \beta_1 \dot{v}_1 + \beta_{12} \dot{v}_2 &= m_1(v_1, v_2, \dot{v}_1, \dot{v}_2), \\ \ddot{v}_2 + k_2^2 v_2 + \beta_2 \dot{v}_2 + \beta_{12} \dot{v}_1 &= m_2(v_1, v_2, \dot{v}_1, \dot{v}_2), \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} \beta_j &= b_1 h_{1j}^2 + b_2 h_{2j}^2 + b_{12}(h_{1j} - h_{2j})^2, \quad j = 1, 2, \\ \beta_{12} &= b_1 h_{11} h_{12} + b_2 h_{21} h_{22}, \quad h_{11} - h_{21} = 0, \\ m_1(v_1, v_2, \dot{v}_1, \dot{v}_2) &= m_{10}(\dot{v}_1, \dot{v}_2) + m_{1v} \sin[v(h_{11} v_1 + h_{12} v_2) + \psi_v], \\ m_2(v_1, v_2, \dot{v}_1, \dot{v}_2) &= m_{20}(\dot{v}_1, \dot{v}_2) + m_{2v} \sin[v(h_{11} v_1 + h_{12} v_2) + \psi_v], \\ m_{10}(\dot{v}_1, \dot{v}_2) &= h_{11} L_0(\dot{v}_1, \dot{v}_2) - h_{12} M_c(\dot{v}_1, \dot{v}_2), \quad m_{1v} = h_{11} M_v, \\ m_{20}(\dot{v}_1, \dot{v}_2) &= h_{12} L_0(\dot{v}_1, \dot{v}_2) - h_{22} M_c(\dot{v}_1, \dot{v}_2), \quad m_{2v} = h_{12} M_v, \end{aligned} \quad (7)$$

Первое уравнение (6.) описывает вращение вокруг неподвижной оси рассматриваемой системы как твердого тела под действием внешних сил, приложенных к ее звеньям. Второе уравнение (6.2.53) характеризует колебательный процесс с учетом упругих характеристик системы. Наличие в правых частях обоих уравнений (6.) слагаемых, зависящих от v_1 и v_2 , обуславливает связанность двух движений системы и возможность обмена энергией между ними.

4. Исследование динамической нагруженности колесного трелевочного трактора. Повышение надежности машин общего и специального назначения должно быть заложено на стадиях проектирования с учетом эксплуатационных режимов нагружения и действия знакопеременных динамических нагрузок, возникающих в процессе работы транспортных средств.

В качестве объекта исследований был выбран лесной колесный трелевочный трактор ТТР-401, созданный на базе сельскохозяйственного трактора МТЗ-82. В качестве расчетных моделей, для базового трактора, транспортируемого груза были взяты двухмассовые модели, позволяющие оценить динамическую нагруженность трактора и взаимовлияние систем при колебательных явлениях в процессе движения системы «колесный трактор — пачка деревьев». Расчетная математическая модель колесного лесного трактора была принята с учетом допущений работы [1], и позволяет исследовать динамические явления в наиболее нагруженных эксплуатационных режимах каким, например, является трогание колесного трактора с пачкой деревьев.

Система описывается дифференциальными уравнениями в нелинейном виде такими зависимостями:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 = M_E - M_0,$$

$$M \ddot{X}_T = M_0 \frac{i}{r_K} - |P_{F_{X\lambda}}| \text{Sign} \dot{X}_T - m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 - W \dot{X}_T^2,$$

где

$$M_0 = \begin{cases} M_{\text{сц}} & \text{при } \dot{\phi}_1 > \dot{\phi}_1' = \\ & = \frac{i}{r_K} \dot{X}_T + \dot{\phi}_0, \\ C \left[\left(\phi_1 - \frac{i}{r_K} X_T \right) - (\phi_1^A - \phi_1'^A) \right] + \\ + K_T \left[\left(\dot{\phi}_1 - \frac{i}{r_K} \dot{X}_T \right) - (\dot{\phi}_1^A - \dot{\phi}_1'^A) \right] & \\ \text{при } \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_1' = 0 \\ \phi_0 = \frac{M_{\text{сц}}}{C} - K_T \frac{\dot{\phi}_0}{C}, \end{cases}$$

$$(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1 \ddot{\beta}_1 + m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 = \sin \beta_2 \sin (\beta_2 - \beta_1) |P_{F_{X\lambda}}| \text{Sign} \dot{X}_T(t),$$

$$H = L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2,$$

где I_1 — суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя;

M_E — момент двигателя в зависимости от темпа его разгона и угловой скорости

$\dot{\phi}_1$; ϕ_1^A и $\dot{\phi}_1'^A$ — значения соответствующих углов поворота сцепления при разгоне трактора;

m_1, m_2 — сосредоточенные параметры пачки деревьев;

$L_1, L_2, \beta_1, \beta_2$ — линейные величины плеч и их угловые отклонения в процессе трогания трактора.

Условием выполнения второй структуры будет являться равенство:

$$\sum \phi = \left(\phi_1 - \frac{i}{r_K} X_T \right) - (\phi_1^A - \phi_1'^A)$$

Трогание колесного тягача сопровождается буксованием сцепления в начальный момент времени и описывается в общем случае выражением:

$$\sum \phi = \phi_0$$

Для реализации указанной математической модели динамики трогания и разгона колесного трактора в начальный момент времени задавалась статическая характеристика двигателя по переменным от темпа разгона T_P и угловой скорости $\dot{\phi}_1$. В процессе исследований варьировалась частота вращения коленчатого вала двигателя, темп включения сцепления. Такая модель была реализована для колесного трелевочного трактора ТТР-401.

5. Результаты исследований. В результате выполнения исследовательской работы были получены следующие графические зависимости:

На рис. 3. приведена зависимость коэффициента динамичности трансмиссии $K_{ДТР}$ от темпа включения сцепления $T_{\text{сц}}$ для различных чисел оборотов двигателя $n_{\text{нач}}$. Из представленных зависимостей видно, что с увеличением темпа включения сцепления коэффициент динамичности трансмиссии возрастает, причем его абсолютная величина всегда выше для более высоких оборотов двигателя. Характер снижения коэффициента динамичности почти одинаков для различных чисел оборотов двигателя.

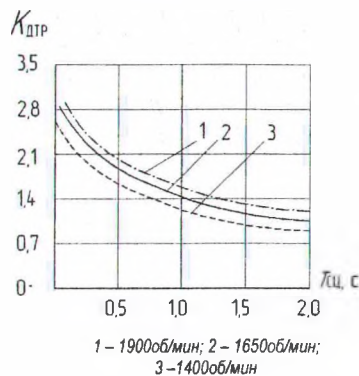


Рисунок 3

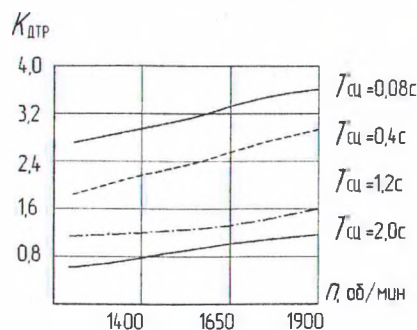


Рисунок 4

На рис. 4. приведена зависимость коэффициента динамичности трансмиссии $K_{ДТР}$ от начальных чисел оборотов двигателя $n_{нач}$ для различных значений темпа включения сцепления $T_{сц}$.

Физическую сущность исследуемых приведенных расчетных явлений изменения $K_{ДТР}$ от числа оборотов при различных темпах включения сцепления можно объяснить с позиции анализа работы буксования сцепления. Действительно, когда темп включения сцепления практически мгновенен ($T_{сц}=0,08с$) — работа буксования сцепления стремится к нулю, режим соединения двигателя с трансмиссией трелевочного трактора становится мгновенным. В этом случае кинетическая энергия вращающихся частей двигателя внутреннего сгорания переходит в потенциальную энергию упругой закрутки трансмиссии, что и приводит к изменению коэффициента динамичности $K_{ДТР}$ в сторону увеличения в пределах изменения 2,5–3,6. Характер изменения коэффициента $K_{ДТР}$ при увеличении темпа включения сцепления снижается. Так для $T_{сц}=0,4с$ значение $K_{ДТР}$ изменяется от 1,0 до 3,0. При $T_{сц}=1,2$ и $2,0с$ $K_{ДТР}$ изменяется в пределах 1,2–1,6, 0,7–1,2 соответственно.

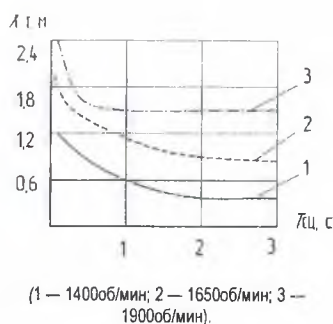


Рисунок 5

На рис. 5. приведена зависимость величины χ_t от $T_{сц}$ для различных значений начальных чисел оборотов двигателя $n_{нач}$. Важным параметром для колесного трелевочного трактора при исследовании динамических явлений переходного характера является пройденный путь для переходного режима движения трактора. Зависимости $\chi_t = f(T_{сц})$ для различных частот вращения коленчатого вала имеют нелинейный характер изменения, причем это наиболее отчетливо проявляется при высоких темпах включения сцепления. При $T_{сц} > 1,2с$ кривые $\chi_t = f(T_{сц})$ имеют более пологий характер изменения абсолютных значений. Такое динамическое изменение величины χ_t на наш взгляд объясняется такими факторами как величиной работы

буксования сцепления и величиной упругого момента трансмиссии, воздействующего на поступательное перемещение массы трелевочного трактора.

Значение величины χ_t от ТСЦ для различных значений оборотов коленчатого вала двигателя $n_{нач}$

Выводы:

1. Разработана математическая модель «трактор-пачка деревьев», позволяющая анализировать динамические процессы нагружения на стадии выбора параметров в трансмиссии и ходовой системы.
2. Определены показатели нагруженности трелевочного оборудования по коэффициенту динамичности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя и высоты подъема комлевой части дерева.

Список источников

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин. / А. В. Жуков — Мн : БГТУ, 2001 — 630 с.

2. Аникин, Н. И. Снижение динамической нагруженности и повышение долговечности трансмиссий лесопромышленных колесных тракторов на основе анализа динамических процессов в характерных условиях эксплуатации. / Н. И. Аникин // Дисс. канд. техн. наук — Химки, 1988. — 285 с.

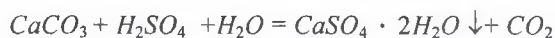
3. Провоторов, Ю. И. Взаимодействие колесного трелевочного трактора и пачки хлыстов при трогании с места. / Ю. И. Провоторов // Труды ЦНИИМЭ. — Химки, 1973, № 129.

СИНТЕТИЧЕСКОЕ СЫРЬЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ГИПСОВЫХ ВЯЖУЩИХ.

И. А. Богданович

Во всем мире гипсовые вяжущие занимают свою стабильную нишу в различных отраслях промышленности. Так, гипс применяют в строительстве (производство гипсокартонных листов, различные сухие строительные смеси и пр.), в фарфорово-фаянсовой и керамической отраслях промышленности, в медицине.

Отсутствие в Республике Беларусь местного сырья для производства гипса — гипсового камня — является предпосылкой для поиска альтернативного сырья. Таковым может явиться синтетический дигидрат сульфата кальция, получаемый путем осаждения из меловой суспензии серной кислотой:



Данные исходные компоненты являются доступными и сравнительно дешевыми в Республике Беларусь.

В работе использовались: серная кислота производства ГПО «Азот» по ГОСТ 4204-77 и природный мел месторождения «Пышки» (Гродненский район), с содержанием основного вещества не менее 97%. Полнота реакции осаждения контролировалась по изменению водородного показателя реакционной смеси. Идентификация целевого продукта производилась методом рентгенофазового анализа и по методике весового анализа [1]. Оценка размеров и формы образующихся кристаллов дигидрата сульфата кальция проводилась с помощью оптического микроскопа. Коэффициент фильтрации был определен по методике [2].

Разработка способа синтеза дигидрата сульфата кальция велась с учетом следующих технологических параметров:

- порядка сливания реагентов;
- их концентрации;
- температуры синтеза;

Также было изучено влияние добавок на размер и форму образующихся кристаллов $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ и, соответственно, на свойства гипсового вяжущего на его основе.

Установлено, что при одинаковых концентрационных и температурных параметрах синтеза применение способа сливания компонентов, предусматривающего добавление серной кислоты в меловую суспензию (прямой порядок), наиболее предпочтительно, так как в большинстве случаев приводит увеличению среднего размера осаждаемых кристаллов дигидрата сульфата кальция и повышает прочностные характеристики вяжущего на его основе. Кроме того, осуществление прямого порядка осаждения упрощает аппаратное оформление технологического процесса.

Для определения концентрационных границ синтеза варьировали концентрацией исходных компонентов в диапазоне от 0,1 до $95 \pm 0,1\%$, относительное пересыщение в суспензии по дигидрату сульфата кальция при этом менялось от 0 до 976 единиц. За функцию оптимизации в данном эксперименте был принят выход дигидрата сульфата кальция.

Результаты исследований показали, что при увеличении концентрации исходных компонентов уменьшается выход готового продукта. Это, прежде всего, объясняется тем, что в более вязких суспензиях ухудшаются условия протекания реакции обмена. Основной причиной этого являются препятствия диффузионного характера на пути проникновения кислоты вглубь меловых частичек. Процесс, лимитируемый диффузионной стадией, за счет интенсификации перемешивания ускорить затруднительно, так как при этом наблюдается повышение вспенивания и происходит выброс реакционной массы из реактора. При этом продукт характеризуется высокой неоднородностью по составу, в твердой фазе в значительном количестве (до 17%) обнаруживается карбонат кальция.

При использовании сильно разбавленных исходных компонентов (до 5%) обменная реакция протекает практически полностью, однако значительное количество образовавшегося осадка дигидрата сульфата кальция растворяется в маточнике. В случае применения 0,1 — 0,5%-ных кислоты и суспензии продукт полностью растворим в растворе. Так как применение выпаривания в данной технологии неэффективно, а также использование значительного количества воды также нежелательно, в дальнейших исследованиях сильно разбавленные растворы не использовались.

На основании данных по изучению зависимости выхода продукта реакции от стехиометрического фактора сделан вывод о необходимости применения избытка серной кислоты при осаждении синтетического дигидрата сульфата кальция, так как в данном случае реакция при прочих равных условиях протекает более полно, в образовавшемся осадке содержится меньшее количество карбоната кальция.