

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

POWER ANALYSIS OF DUAL-FLOW HYDROMECHANICAL GEARS

В.М. Шарипов¹, Д.Т.Н.Ю.С. Щетинин¹, К.Т.Н.С.В. Гаев²О.В. Трошкин¹¹ Московский политехнический университет,
Москва, Россия² ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, trak@mami.ruV.M. Sharipov¹, DSc in EngineeringYu.S. Shchetinin¹, PhD in EngineeringS.V. Gaev²O.V. Troshkin¹¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,² Limited Liability Company "MIKONT", Cheboksary, Russia,
trak@mami.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи получают все большее распространение в конструкциях современных наземных транспортных и тяговых машин (тракторов, автомобилей и быстроходных гусеничных машин). Это вызвано, в основном, стремлением увеличить коэффициент полезного действия передачи, хотя возможности двухпоточных гидромеханических передач более широки. Для выбора схемы двухпоточной гидромеханической передачи применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического и силового анализа. В статье рассмотрены 12 схем двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном на входе и на выходе со смешанным зацеплением зубчатых колес, приведены результаты их силового анализа. В качестве оценочных параметров двухпоточной гидромеханической передачи приняты: $\dot{u}_{гмп}$ – силовое передаточное число двухпоточной гидромеханической передачи; α_n – коэффициент нагрузки насосного колеса гидротрансформатора; α_m – коэффициент нагрузки механической ветви замкнутого контура передачи; α_a – коэффициент нагрузки солнечной шестерни трехзвенного дифференциального механизма. Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров гидромеханической передачи, в качестве которых использовались характеристика k планетарного ряда, силовое $\dot{u}_{гт}$ и кинематическое $u_{гт}$ передаточные числа гидротрансформатора. Для каждой из рассматриваемых схем определены диапазоны возможного изменения $\dot{u}_{гт}$ для выбранного значения характеристики k планетарного ряда. Принято, что на границах диапазона $\dot{u}_{гмп} = \infty$ и $\dot{u}_{гт} = 0$. Выполнены расчеты по определению параметров $\dot{u}_{гмп}$, α_n , α_m и α_a для различных значений k и $\dot{u}_{гт}$, результаты которых позволяют оценить потенциальные преобразующие свойства схем двухпоточных гидромеханических передач независимо от модели используемого гидротрансформатора.

Ключевые слова: двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, трехзвенный дифференциальный механизм, оценочные параметры передачи, силовой анализ.

Dual-flow hydromechanical transmissions are becoming increasingly widespread in the designs of modern land transport and traction machines (tractors, automobiles and high-speed crawler vehicles). This happens mainly due to the desire to increase the efficiency of transmission, although the capabilities of dual-flow hydromechanical transmissions are broader. In order to select a dual-flow hydromechanical transmission scheme in relation to specific operating conditions, it is necessary to know the advantages and disadvantages of various schemes, their potential capabilities. The evaluation of the operation of each circuit can be made on the basis of their kinematic and force analysis. The article deals with 12 dual-flow schemes of hydromechanical transmission with a differential element in inlet and outlet with a mixed meshing of gears, the results of the power analysis are shown. For the estimated parameters of a double-flow hydromechanical transmission were taken: $\dot{u}_{гмп}$ – power ratio of a double-flow hydromechanical transmission; α_n – coefficient of loading of the pump wheel of the torque converter; α_m – load factor of the mechanical branch of the closed transmission contour; α_a – load factor of the solar gear of the three-link differential mechanism. For each of the schemes considered, analytical dependencies of the estimated parameters on the internal parameters of the hydromechanical transmission were obtained. For the parameters were used the characteristic k of planetary gear set, power $\dot{u}_{гт}$ and kinematic $u_{гт}$ gear ratios of torque converter. It is assumed that, at the boundaries of the range $\dot{u}_{гмп} = \infty$ and $\dot{u}_{гт} = 0$. Calculations have been performed to determine the parameters $\dot{u}_{гмп}$, α_n , α_m and α_a for different values of k and $\dot{u}_{гт}$, results of which made possible to evaluate the potential transforming properties of the schemes of two-flow hydromechanical transmissions independently of the model of the used hydrotransformer.

Keywords: dual-flow hydromechanical transmission, hydrotransformer, three-link differential mechanism, estimated transmission parameters, power analysis.

Введение

Гидромеханические передачи (ГМП), составной частью которых являются гидротрансформаторы (ГТ), или комплексные гидродинамические передачи, успешно используются в трансмиссиях наземных транспортных и тяговых машин. В последнее время возрос интерес к двухпоточным ГМП. Это вызвано, в основном, стремлением увеличить КПД передачи, хотя возможности двухпоточных ГМП более широки. Двухпоточная ГМП обычно состоит из ГТ и суммирующего звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма (ТДМ). Существуют различные варианты включения ГТ в конструкцию двухпоточной ГМП [1–4]. В зависимости от выбранной схемы будут изменяться выходные параметры передачи. Для грамотного выбора схемы применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического и силового анализа. Результаты кинематического анализа работы двухпоточных ГМП подробно представлены в ряде работ [5, 6]. Ниже даны результаты силового анализа, полученные на основе теоретических расчетов для различных схем включения ГТ в двухпоточную ГМП.

Цель исследования

Целью исследования является оценка силовых преобразующих свойств двухпоточной ГМП при различных вариантах соединения ее звеньев. Результаты исследования позволят разработать рекомендации для выбора конструкции ГМП применительно к конкретным условиям ее эксплуатации.

Материалы и методы исследования

В качестве исходного материала для анализа использовались результаты теоретических расчетов, выполненных на ЭВМ по разработанной программе. В качестве оценочных параметров были приняты: $\dot{u}_{\text{ГМП}}$ – силовое передаточное число двухпоточной ГМП; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент нагрузки насосного колеса ГТ; $\alpha_{\text{м}}$ – коэффициент нагрузки механической ветви замкнутого контура передачи; $\alpha_{\text{а}}$ – коэффициент нагрузки солнечной шестерни ТДМ.

$$\dot{u}_{\text{ГМП}} = \left| \frac{M_{\text{вм}}}{M_{\text{вц}}} \right|; \alpha_{\text{н}} = \left| \frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{вц}}} \right|; \alpha_{\text{м}} = \left| \frac{M_{\text{м}}}{M_{\text{вц}}} \right|; \alpha_{\text{а}} = \left| \frac{M_{\text{а}}}{M_{\text{вц}}} \right|.$$

Здесь $M_{\text{вц}}$, $M_{\text{вм}}$, $M_{\text{н}}$, $M_{\text{м}}$ и $M_{\text{а}}$ – крутящие моменты соответственно на ведущем и ведомом валах ГМП, на насосном колесе ГТ, в механической ветви замкнутого контура и на солнечной шестерне ТДМ.

Для гидротрансформатора $M_{\text{н}} = \gamma \lambda_{\text{н}} n_{\text{н}}^2 D^5$ [1, 7]. По аналогии с ним $M_{\text{вц}} = \gamma \lambda_{\text{ГМП}} n_{\text{вц}}^2 D^5$. С учетом того, что $M_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} M_{\text{вц}}$, получим:

$$\lambda_{\text{ГМП}} = \frac{\lambda_{\text{н}}}{\alpha_{\text{н}}} \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{вц}}} \right)^2 = \alpha_{\lambda} \lambda_{\text{н}}.$$

Здесь

$$\alpha_{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{ГМП}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{вц}}} \right)^2,$$

где $n_{\text{н}}$ и $n_{\text{вц}}$ – частоты вращения соответственно насосного колеса ГТ и ведущего вала ГМП; γ – удельный вес рабочей жидкости; D – активный диаметр ГТ; α_{λ} – коэффициент пропорциональности; $\lambda_{\text{ГМП}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ – коэффициент момента соответственно ведущего вала ГМП и насосного колеса ГТ.

Рассматривались схемы двухпоточных ГМП с использованием ТДМ со смешанным зацеплением зубчатых колес. При определении значений крутящих моментов на звеньях планетарного ряда использовались известные соотношения [1, 2, 8]:

$$M_{\text{в}} = M_{\text{а}}(1+k); M_{\text{с}} = M_{\text{а}}k; M_{\text{в}} = M_{\text{с}} \frac{1+k}{k},$$

где k – характеристика планетарного ряда; $M_{\text{в}}$, $M_{\text{а}}$ и $M_{\text{с}}$ – крутящие моменты соответственно на водиле, на солнечной и эпициклической шестернях ТДМ.

При определении крутящих моментов на колесах ГТ использовались зависимости [1–3]:

$$M_{\text{т}} = M_{\text{н}} \dot{u}_{\text{ГТ}}; M_{\text{н}} + M_{\text{т}} + M_{\text{р}} = 0,$$

где $M_{\text{т}}$ и $M_{\text{р}}$ – крутящие моменты соответственно на турбинном колесе и реакторе ГТ; $\dot{u}_{\text{ГТ}}$ – силовое передаточное число ГТ (коэффициент трансформации ГТ).

Теоретически возможны 24 варианта соединения элементов ГТ и ТДМ в двухпоточной ГМП [2]. Из них только в 12 схемах при подведении крутящего момента к ведущему валу на насосном колесе имеем положительный момент. Все эти схемы показаны в таблице 1.

Здесь же схематично обозначено направление внешних крутящих моментов и моментов, действующих со стороны ГТ на остальные звенья передачи. Силовой анализ работы двухпо-

точных ГМП проводился в отношении только этих схем.

Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров ГМП, в качестве которых использовались характеристика k планетарного ряда, силовое $\dot{u}_{\Gamma T}$ и кинематическое $u_{\Gamma T} = n_H / n_T$ передаточные числа ГТ. Здесь n_T – частота вращения турбинного колеса ГТ.

Полученные выражения представлены в таблице 2.

При выполнении расчетов необходимо определиться с пределами изменения внутренних параметров двухпоточной ГМП. Исходя из конструктивных соображений, характеристика k планетарного ряда со смешанным зацеплением зубчатых колес может изменяться в пределах от 1,5 до 4,0 (4,5) [1, 2, 8].

При выборе диапазонов изменения $\dot{u}_{\Gamma T}$ и $u_{\Gamma T}$ начинают действовать другие ограничения. Дело в том, что $\dot{u}_{\Gamma T}$ зависит как от модели ГТ, так и от его кинематического передаточного числа $u_{\Gamma T}$. Использование при расчетах внешней харак-

Таблица 1

Схемы двухпоточных ГМП

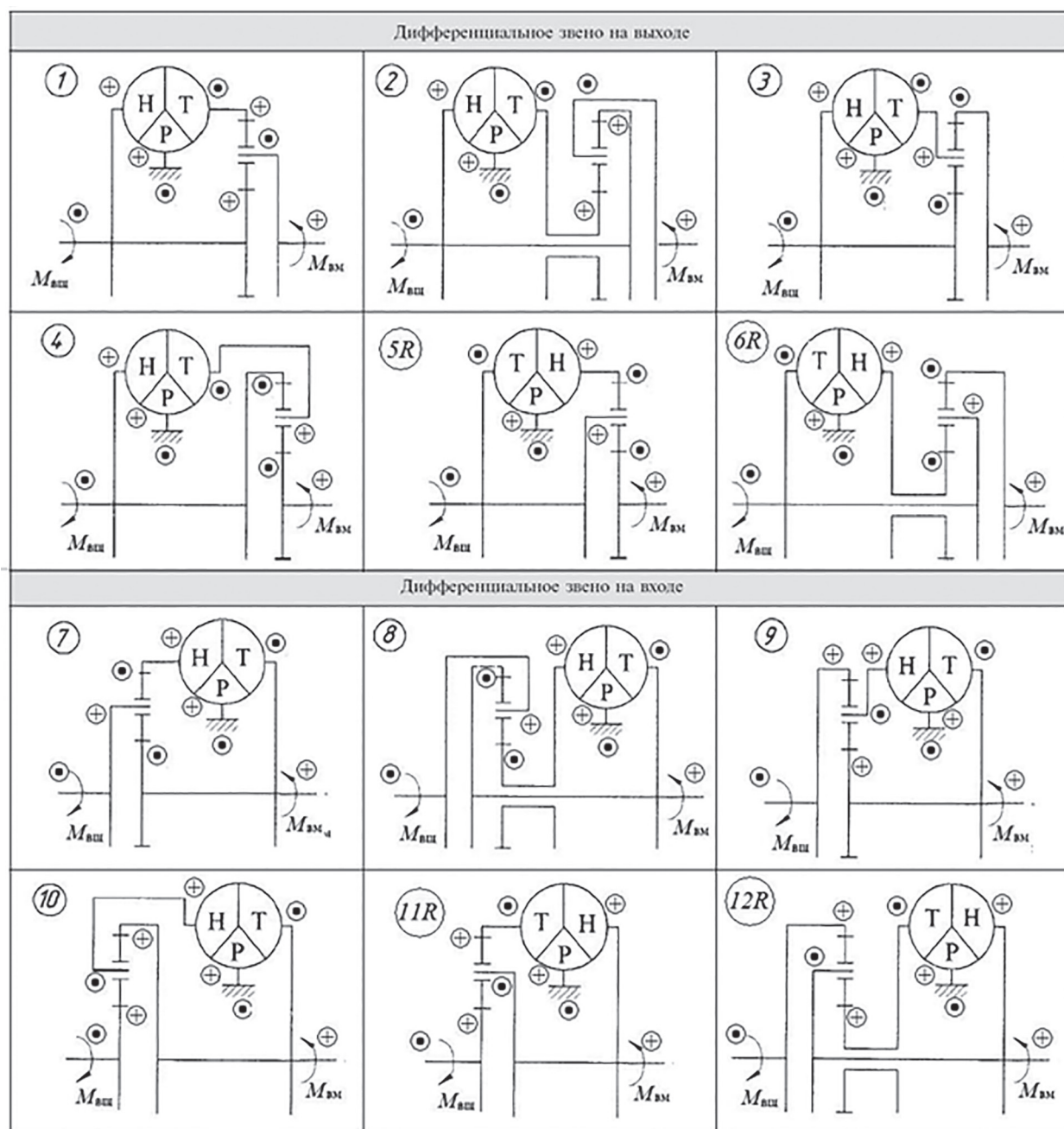


Таблица 2

Оценочные параметры схем ГМП

Схема ГМП	$\hat{u}_{\text{ГМП}}$	α_H	α_M	α_a	α_λ
1	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k}$
2	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}$
3	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$
4	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$
5R	$\frac{1}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{(1+k)}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{(1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}})u_{\text{ГТ}}^2}{k}$
6R	$\frac{k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$(1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}})u_{\text{ГТ}}^2$
7	$\frac{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$	$\frac{k}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{(1+k)^3u_{\text{ГТ}}^2}{k(ku_{\text{ГТ}}+1)^2}$
8	$\frac{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{k}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{(1+k)^3u_{\text{ГТ}}^2}{(u_{\text{ГТ}}+k)^2}$
9	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}-1}{k}$	$\frac{1+k}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{k^3u_{\text{ГТ}}^2}{(1+k)(u_{\text{ГТ}}+ku_{\text{ГТ}}-1)^2}$
10	$(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}-k$	$1+k$	k	1	$\frac{u_{\text{ГТ}}^2}{(1+k)(u_{\text{ГТ}}+ku_{\text{ГТ}}-k)^2}$
11R	$1+k-k/\hat{u}_{\text{ГТ}}$	$k/\hat{u}_{\text{ГТ}}$	$1+k$	1	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k(1+k-k/u_{\text{ГТ}})^2}$
12R	$\frac{1+k-1/\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k}$	$\frac{1}{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{k^3\hat{u}_{\text{ГТ}}}{(1+k-1/u_{\text{ГТ}})^2}$

теристики ГТ, где эта связь уже учтена, облегчает задачу, но может привести к определенным затруднениям. Дело в том, что внешняя характеристика ГТ обычно ограничена областью работы, когда $1/u_{\text{ГТ}}$ изменяется в пределах от 0 до 1 и сохраняет свой вид при условии, что частота вращения насосного колеса изменяется в относительно узком диапазоне. В то же время кинематический анализ различных схем показал, что при использовании ГТ в двухпоточной ГМП он может работать в режимах, для него нехарактерных [5, 6]. Так, при использовании схем 1, 2, 11R и 12R возможна работа ГТ при отрицательных значениях $1/u_{\text{ГТ}}$, а в схемах 5R и 6R и во всех схемах с дифференциальным звеном на входе частота вращения насосного колеса изменяется в широких пределах.

При выполнении расчетов были применены два метода.

В первом случае использовалась внешняя характеристика конкретного ГТ в диапазоне изменения $1/u_{\text{ГТ}}$ от 0 до 1. В результате получены зависимости всех оценочных параметров двухпоточной ГМП от ее внутренних параметров для всех исследуемых схем. В качестве примера на рисунке 1 представлены графики $\hat{u}_{\text{ГМП}} = f(1/u_{\text{ГМП}})$ для исследуемых схем при использовании одного и того же ГТ, где $\hat{u}_{\text{ГМП}}$ и $u_{\text{ГМП}}$ – силовое и кинематическое передаточные числа ГМП соответственно.

Во втором случае не использовалась внешняя характеристика ГТ. Здесь для расчета коэффициента α_λ этого делать нельзя, так как в выражение для его определения входят силовое $\hat{u}_{\text{ГТ}}$ и

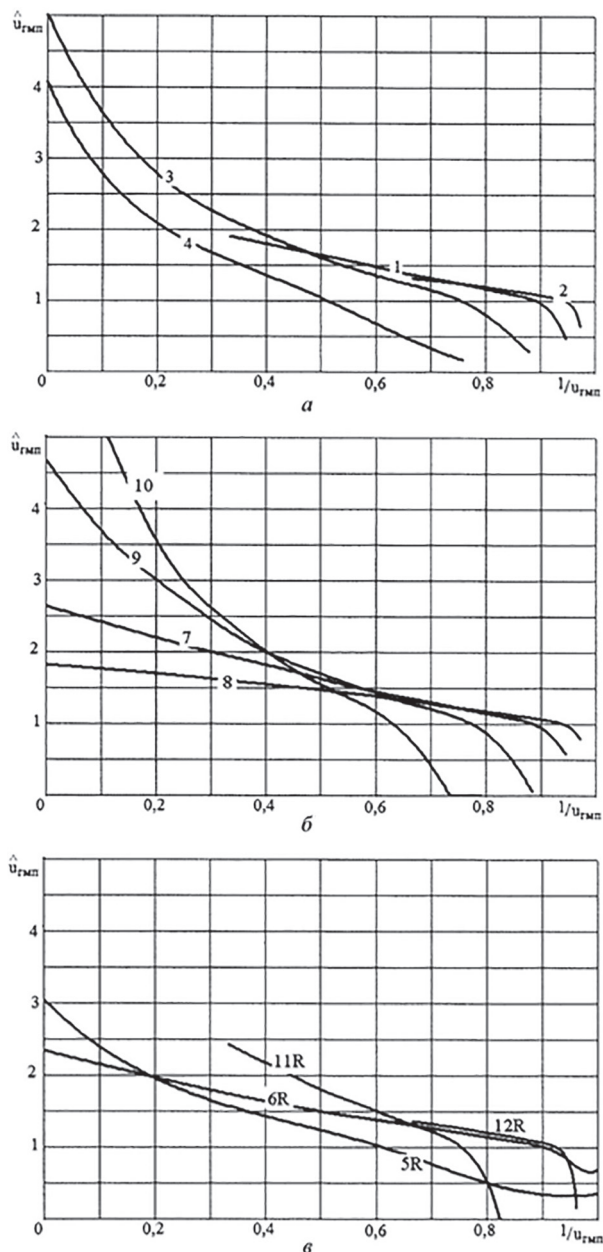


Рис. 1. Зависимость силового передаточного числа ГМП от кинематического передаточного числа при $k = 2$: а – схемы 1, 2, 3 и 4; б – схемы 7, 8, 9 и 10; в – схемы 5R, 6R, 11R и 12R

кинематическое u_{GT} передаточные числа ГТ, связанные друг с другом (см. табл. 2). При расчете остальных оценочных параметров кинематическое передаточное число u_{GT} не используется, но связь его с $\hat{u}_{GT}$ сохраняется, что накладывает определенные ограничения на пределы изменения $\hat{u}_{GT}$. Известно, что КПД ГТ $\eta_{GT} = \hat{u}_{GT} / u_{GT}$ [1, 6]. Так как $\eta_{GT} < 1$, то всегда $|\hat{u}_{GT}| < |u_{GT}|$.

Для каждой из рассматриваемых схем определены диапазоны возможного изменения $\hat{u}_{GT}$ для выбранного значения характеристики k пла-

нетарного ряда. Было принято, что на границах диапазона $\hat{u}_{GMP} = \infty$ и $\hat{u}_{GMP} = 0$. Выполненные расчеты по определению параметров $\hat{u}_{GMP}$, α_n , α_m и α_a для различных значений k и $\hat{u}_{GT}$ позволяют оценить потенциальные преобразующие свойства схем независимо от модели используемого ГТ. На рисунке 2, 3 и 4 представлены графики зависимости $\hat{u}_{GMP}$, α_n и α_m от силового передаточного числа $\hat{u}_{GT}$, построенные для различных схем двухпоточных ГМП с характеристикой планетарного ряда $k = 2$ и $k = 4$.

Анализ результатов

В таблице 2 представлены зависимости, позволяющие оценить преобразующие свойства двухпоточных ГМП при различных схемах соединения ГТ и ТДМ. Рассмотрены 12 схем ГМП, для которых насосное колесо ГТ всегда является ведущим звеном. Результаты аналогичных исследований имеются в других работах [1–3], но в некоторой степени они отличаются от представленных здесь. Это касается как самих схем, так и выражений для описания их работы.

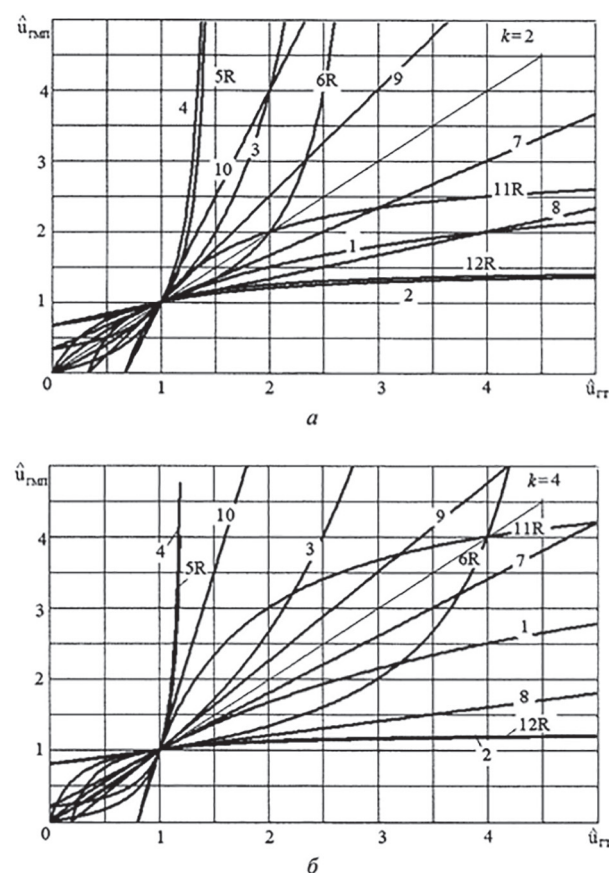


Рис. 2. Зависимость силового передаточного числа ГМП от силового передаточного числа ГТ: а – при $k = 2$; б – при $k = 4$

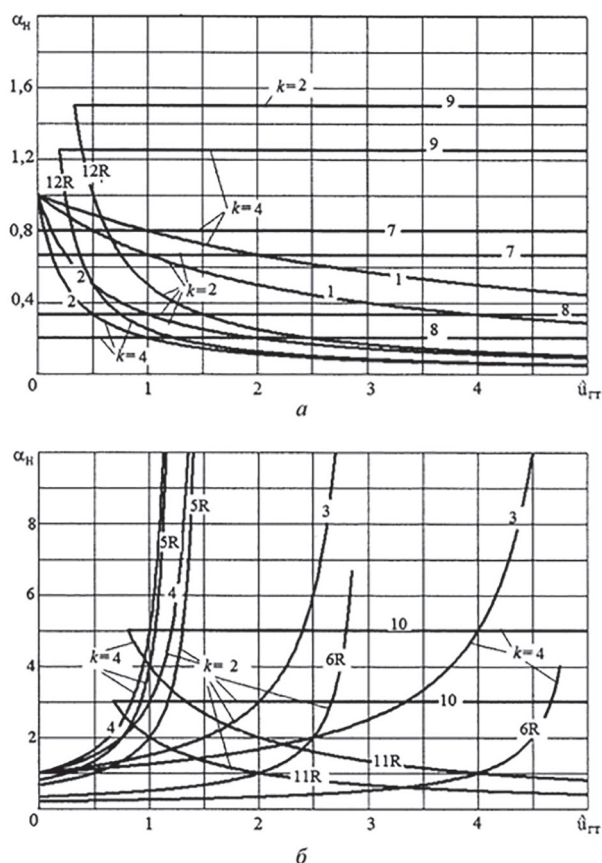


Рис. 3. Зависимость коэффициента α_n от силового передаточного числа ГТ: а – схемы 1, 2, 7, 8, 9 и 12R; б – схемы 3, 4, 5R, 6R, 10 и 11R

Предварительный анализ полученных результатов говорит о том, что преобразующие свойства ГМП в значительной мере зависят от выбранной схемы и характеристики k планетарного ряда. Для схем 1, 2, 7, 8 и 12R при работе ГТ в диапазоне, когда $\dot{u}_{ГТ} > 1$, преобразующие свойства двухпоточной ГМП всегда ниже, чем у однопоточной (рис. 2), а коэффициент α_n нагрузки насосного колеса при этом не превышает 1 (рис. 3). Для схем 3, 4, 5R, 9 и 10 при работе ГТ в аналогичных условиях преобразующие свойства двухпоточной ГМП выше, чем у однопоточной, но гидравлическая ветвь всегда перегружена. Для схем 6R и 11R сравнительные свойства зависят от характеристики k планетарного ряда и от диапазона изменения $\dot{u}_{ГТ}$. В схемах 1, 2, 7 и 8 нагрузка в механической ветви передачи не превышает нагрузку на ведущем валу, а крутящий момент имеет положительное направление. Это говорит об отсутствии циркуляции мощности в замкнутом контуре. Для остальных схем режим циркуляции мощности является характерным. Нагрузка при этом в механической и гидравлической ветвях ГМП может достигать значительных величин.

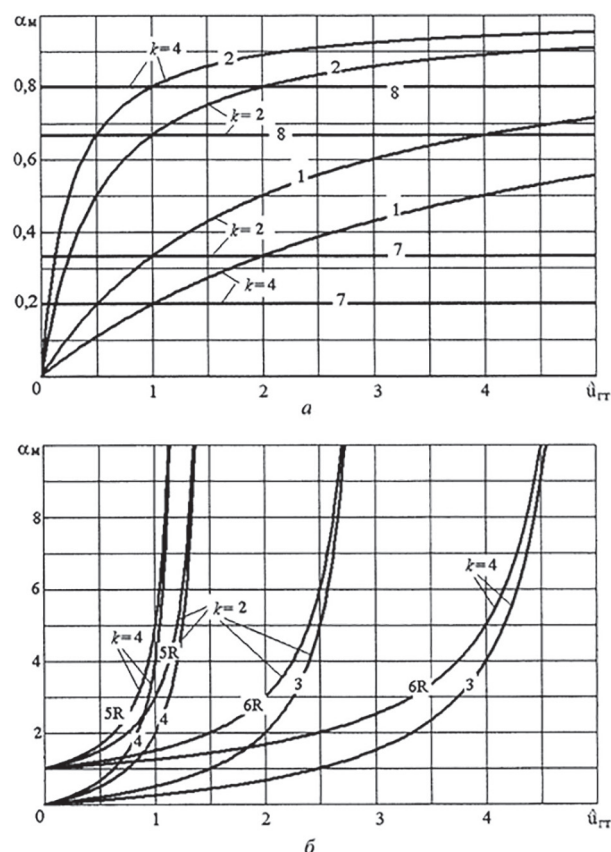


Рис. 4. Зависимость коэффициента α_m от силового передаточного числа ГТ: а – схемы 1, 2, 7 и 8; б – схемы 3, 4, 5R и 6R

Следует обратить внимание на то, что при использовании схем 3, 4, 5R и 6R, для которых существует верхний предел изменения $\dot{u}_{ГТ}$ (рис. 2), сужается возможный диапазон изменения $u_{ГТ}$, и преобразующие возможности самого ГТ полностью не реализуются. В этих схемах нецелесообразно использовать ГТ с большим коэффициентом трансформации. Отметим, что на диапазон изменения $u_{ГТ}$ существенно влияет характеристика k планетарного ряда.

Изменение рабочего диапазона $u_{ГТ}$ приводит к изменению внешней характеристики ГМП. Так, при использовании выбранного для анализа ГТ в схемах 4, 5R и 10 с характеристикой планетарного ряда $k = 2$ (рис. 1) в широком диапазоне изменения кинематического передаточного числа ГМП имеем $\dot{u}_{ГМП} < 1$. Имеет смысл в этом случае использовать комплексную гидродинамическую передачу или предусмотреть возможность блокировки ГТ. Для схем 1, 2, 6R, 7, 8 и 12R в этом нет необходимости. Могут возникнуть проблемы при использовании схем 2 и 12R, так как здесь широк диапазон работы ГМП в режиме противовращения турбинного колеса.

Выводы

1. Представленные зависимости и методы расчета позволяют оценить преобразующие свойства двухпоточной ГМП при различных вариантах соединения элементов ГТ и ТДМ.

2. Внешняя характеристика двухпоточной ГМП в значительной степени зависит от внешней характеристики ГТ, от выбранной схемы и от характеристики k планетарного ряда.

3. Используя двухпоточную ГМП при наличии одного типа ГТ, можно получить внешние характеристики передачи, удовлетворяющие различным требованиям.

4. При выборе типа ГТ следует ориентироваться на предполагаемые к использованию схемы ГМП.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
4. Красненьков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
5. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
6. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Кинематический анализ работы двухпоточных гидромеханических передач для автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 12–3. С. 131–138.
7. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
8. Шарипов В.М., Крumbольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетар-

ных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 с.

References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 2009. 752 p.
2. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of caterpillar machines]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroeniye Publ. 1972. 560 p.
3. Petrov A.V. Planetarnyye i gidromekhanicheskiye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1966. 385 p.
4. Krasnen'kov V.I., Vashets A.D. Proektirovaniye planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin [Design of the planetary mechanisms of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1986. 272 p.
5. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of double-flow hydromechanical transmission. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15 (in Russ.).
6. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of the operation of dual-flow hydromechanical gears for automobiles and tractors. Sovremennyye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii. 2016. No 12–3, pp. 131–138 (in Russ.).
7. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskiye transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmission of high-speed tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1980. 200 p.
8. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. Planetarnyye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin [Planetary gearboxes. Methods for selecting the most rational schemes of planetary gear boxes for transport and traction machines]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 p.