

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

## ENERGY ANALYSIS OF DUAL-FLOW HYDROMECHANICAL GEARS

**В.М. ШАРИПОВ**<sup>1</sup>, д.т.н.  
**Ю.С. ЩЕТИНИН**<sup>1</sup>, к.т.н.  
**С.В. ГАЕВ**<sup>2</sup>  
**О.В. ТРОШКИН**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Московский политехнический университет, Москва, Россия

<sup>2</sup> ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, trak@mami.ru

**V.M. SHARIPOV**<sup>1</sup>, DSc in Engineering  
**YU.S. SHCHETININ**<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
**S.V. GAEV**<sup>2</sup>  
**O.V. TROSHKIN**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

<sup>2</sup> 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. Для выбора схемы двухпоточной гидромеханической передачи применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценка работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического, силового и энергетического анализа. Результаты кинематического и силового анализа двухпоточных гидромеханических передач ранее разработаны авторами данной статьи. При энергетическом анализе для сравнительной оценки работы передачи использовались следующие оценочные параметры:  $\eta_{ГМП}$  – коэффициент полезного действия передачи;  $\beta_M$  – коэффициент мощности в механической ветви передачи;  $\beta_H$  – коэффициент мощности на насосном колесе гидротрансформатора;  $\beta_T$  – коэффициент мощности на турбинном колесе гидротрансформатора. В статье рассмотрены 12 схем двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном на входе и на выходе со смешанным зацеплением зубчатых колес, приведены результаты их энергетического анализа. Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров гидромеханической передачи, в качестве которых использовались: характеристика  $k$  планетарного ряда, силовое передаточное число  $\dot{u}_{ГТ}$  гидротрансформатора и кинематическое передаточное число  $u_{ГМП}$  гидромеханической передачи. Получены и представлены в графической форме результаты расчетов, выполненных на ЭВМ, с использованием внешней характеристики конкретного гидротрансформатора. Полученные результаты могут использоваться при разработке рекомендаций по выбору схемы двухпоточной гидромеханической передачи.

**Ключевые слова:** двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, дифференциал, оценочные параметры передачи, энергетический анализ.

Two-flow hydromechanical transmissions are becoming increasingly common in the construction of modern land transport and traction machines (tractors, automobile and high-speed crawler vehicles). This is mainly due to the desire to increase the efficiency of transmission. 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, power, and energy analysis. The results of the kinematic and force analysis of two-flow hydromechanical gears were previously developed by the authors of this article. In energy analysis, the following estimated parameters were used to compare the performance of the transmission:  $\eta_{ГМП}$  – efficiency of transmission;  $\beta_M$  – power factor in the mechanical branch of the transmission;  $\beta_H$  – power factor on the pump wheel of the torque converter;  $\beta_T$  – the power factor on the turbine wheel of the torque converter. The paper considers 12 schemes of two-flow hydromechanical gears with a differential link at the input and output with mixed gear coupling, the results of their energy analysis are given. For each of the schemes considered, analytical dependencies of the estimated parameters on the internal parameters of the hydromechanical transmission were obtained, which were used as the characteristic  $k$  of the planetary gear set, the power transfer ratio  $\dot{u}_{ГТ}$  of the torque converter, and the kinematic gear ratio  $u_{ГМП}$  of the hydromechanical transmission. The results of calculations performed on a computer using the external characteristic of a specific torque converter are obtained and presented in graphical form. The obtained results can be used in developing recommendations for the choice of a two-flow hydromechanical transmission scheme.

**Keywords:** double-flow hydromechanical transmission, torque converter, differential, estimated transmission parameters, energy analysis.

## Введение

Двухпоточная гидромеханическая передача (ГМП) представляет собой конструкцию, состоящую из гидродинамической передачи (гидромуфта, гидротрансформатор или комплексная передача) и механических элементов, обеспечивающих передачу мощности от источника энергии к потребителю двумя параллельными потоками. Для сохранения регулирующих свойств гидродинамической передачи в конструкцию двухпоточной ГМП включают механизм с двумя степенями свободы – трехзвенный дифференциальный механизм (ТДМ). Если ТДМ расположен со стороны потребителя энергии, то имеем передачу с дифференциальным звеном на выходе, если он расположен со стороны двигателя – с дифференциальным звеном на входе. В зависимости от места установки ТДМ, от метода соединения его звеньев с остальными элементами ГМП и от передаточного числа ТДМ изменяются режимы работы и выходные параметры ГМП. Применение двухпоточных ГМП позволяет на основе одной отлаженной в производстве и проверенной в эксплуатации конструкции гидродинамической передачи – гидротрансформатора (ГТ) – получить серию передач с необходимыми характеристиками, аналогичных по характеристикам целому семейству новых ГТ. Для этого надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе кинематического, силового и энергетического анализа. Результаты кинематического и силового анализа двухпоточных гидромеханических передач представлены в работах В.М. Шарипова [1–3]. Ниже приведены результаты энергетического анализа, полученные на основе теоретических расчетов для различных схем включения ГТ в двухпоточную ГМП.

## Цель исследования

Целью исследования является оценка мощностных 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

Данные для анализа получены в результате теоретических расчетов, выполненных на ЭВМ по разработанной программе.

Рассматриваются только схемы двухпоточной ГМП, в механической части которых отсутствуют механизмы, позволяющие изменять передаточное число (дополнительные коробки передач).

Теоретически возможны 24 варианта соединения элементов ГТ и ТДМ в двухпоточной передаче [1]. Из них только в 12 схемах при подведении крутящего момента к ведущему валу насосное колесо является ведущим элементом [3–8]. Все эти схемы при использовании в качестве дифференциала ТДМ со смешанным зацеплением шестерен представлены в табл. 1 [3]. Мощностной анализ работы двухпоточных ГМП проводился применительно только к этим схемам.

Для сравнительной оценки работы передачи при использовании различных схем соединения элементов использовались следующие параметры:

$\eta_{\text{ГМП}}$  – коэффициент полезного действия (КПД) ГМП;

$\beta_{\text{М}}$  – коэффициент мощности в механической ветви ГМП;

$\beta_{\text{Н}}$  – коэффициент мощности на насосном колесе ГТ;

$\beta_{\text{Т}}$  – коэффициент мощности на турбинном колесе ГТ.

$$\eta_{\text{ГМП}} = \frac{N_{\text{ВМ}}}{N_{\text{ВЦ}}}; \beta_{\text{М}} = \frac{N_{\text{М}}}{N_{\text{ВЦ}}}; \beta_{\text{Н}} = \frac{N_{\text{Н}}}{N_{\text{ВЦ}}}; \beta_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{Т}}}{N_{\text{ВЦ}}},$$

где  $N_{\text{ВЦ}}$ ,  $N_{\text{ВМ}}$ ,  $N_{\text{М}}$ ,  $N_{\text{Н}}$  и  $N_{\text{Т}}$  – мощность, соответственно, на ведущем и ведомом валах ГМП, в механической ветви замкнутого контура, на насосном и на турбинном колесах ГТ.

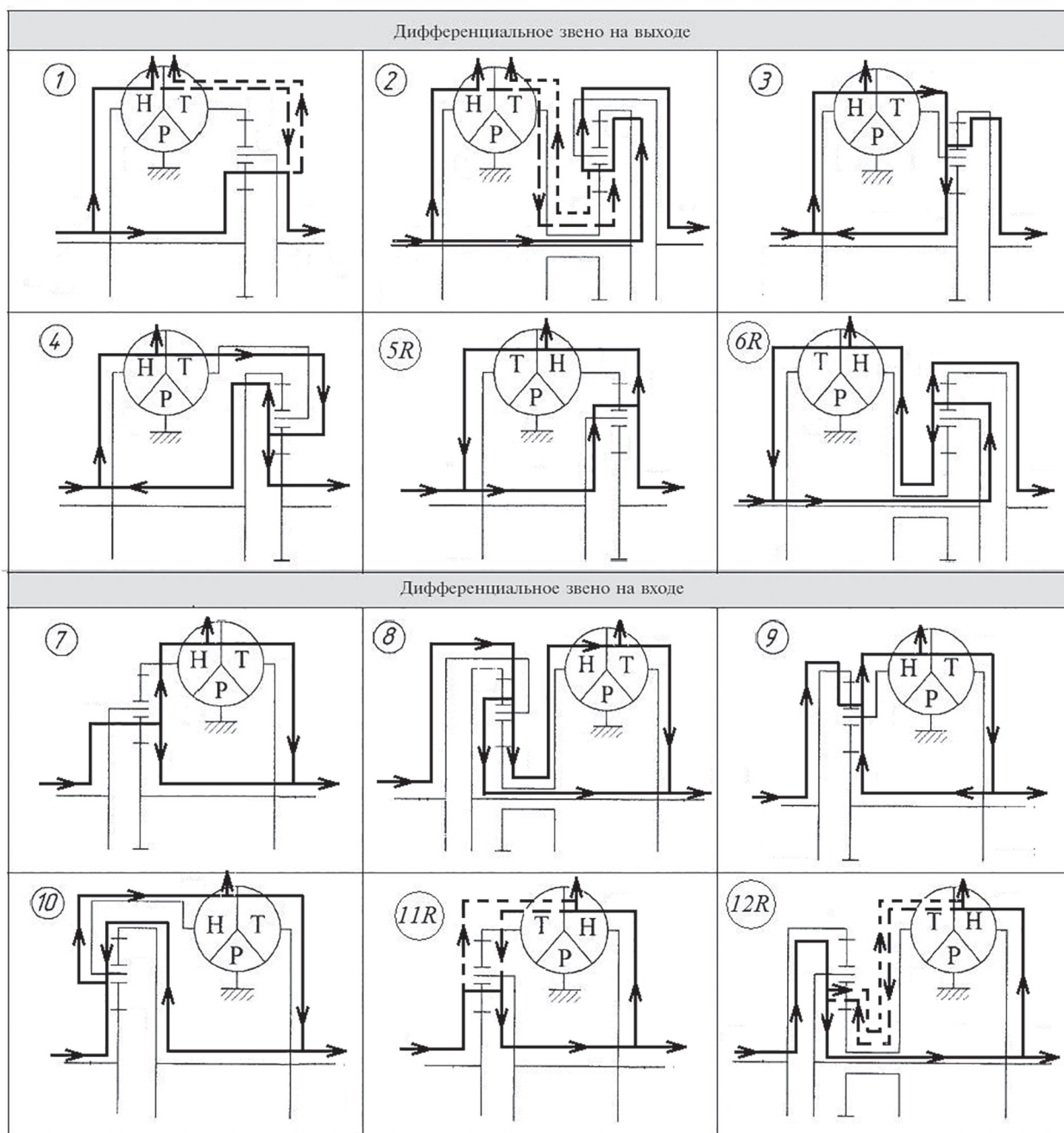
Потерями мощности в механической ветви ГМП пренебрегаем ввиду из малого значения [5, 6, 9].

Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров ГМП. В качестве внутренних параметров использовались характеристика планетарного ряда  $k$ , силовое передаточное число  $\hat{u}_{\text{ГТ}}$  ГТ и кинематическое передаточное число  $u_{\text{ГМП}}$  ГМП:

$$k = Z_c / Z_a; \hat{u}_{\text{ГТ}} = M_{\text{Т}} / M_{\text{Н}}; u_{\text{ГМП}} = \omega_{\text{ВЦ}} / \omega_{\text{ВМ}},$$

где  $Z_c$  и  $Z_a$  – число зубьев, соответственно, эпициклической и солнечной шестерен ряда;  $M_{\text{Т}}$  и  $M_{\text{Н}}$  – крутящие моменты, соответственно, на турбинном и на насосном колесах ГТ;  $\omega_{\text{ВЦ}}$  и  $\omega_{\text{ВМ}}$  – угловые скорости вращения, соответственно, ведущего и ведомого валов ГМП.

Схемы двухпоточных ГМП



При выводе формул использованы известные зависимости [5]:

$$M_b = M_a(1+k); M_c = M_a k; M_T = M_H \hat{u}_{TT};$$

$$\omega_a + k\omega_c - (1+k)\omega_b = 0,$$

где  $M_b$ ,  $M_a$  и  $M_c$  – крутящие моменты, соответственно, на водиле, на солнечной и на эпициклической шестернях ТДМ;  $\omega_b$ ,  $\omega_a$  и  $\omega_c$  – угловые скорости вращения, соответственно, водила, солнечной и эпициклической шестерен ТДМ.

Полученные выражения для всех схем ГМП из табл. 1 представлены в табл. 2.

При выполнении расчетов использовалась внешняя характеристика ГТ, приведенная на рис. 1 [10–12].

Результаты расчетов представлены в виде графиков изменения КПД двухпоточной ГМП (рис. 2, 3 и 4), коэффициента мощности в механической ветви ГМП (рис. 5), коэффициента мощности на насосном колесе ГТ (рис. 6) и коэффициента мощности на турбинном колесе ГТ (рис. 7) в зависимости от режима работы передачи для двух крайних значений возможного диапазона изменения характеристики  $k$  планетарного ряда ( $k = 1,5$  и  $k = 5,0$ ) в случае

Оценочные параметры схем ГМП

№ СХЕМЫ	$\eta_{ГМП}$	$\beta_M$	$\beta_H$	$\beta_T$
1	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{(k+\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{k+\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{k}{k+\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k-u_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{(k+\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$
2	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{(1+k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1}{1+k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k-ku_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{(1+k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$
3	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k-\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k/u_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$
4	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{(1+k-k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1/u_{ГМП}+k)\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$
5R	$\frac{1}{(1+k-k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$
6R	$\frac{k}{(1+k-\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k-k/u_{ГМП}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$
7	$\frac{1+k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$
8	$\frac{k+\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{k}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1+k-k/u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$
9	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}-1}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1}{ku_{ГМП}}$	$1+\frac{1}{ku_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{ku_{ГМП}}$
10	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}-k}{u_{ГМП}}$	$\frac{k}{u_{ГМП}}$	$1+k/u_{ГМП}$	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{u_{ГМП}}$
11R	$\frac{1+k-k/\hat{u}_{ГТ}}{u_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{u_{ГМП}}$	$\frac{k}{\hat{u}_{ГТ}u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{u_{ГМП}} - 1$
12R	$\frac{1+k-1/\hat{u}_{ГТ}}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1}{k\hat{u}_{ГТ}u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{ku_{ГМП}} - 1$

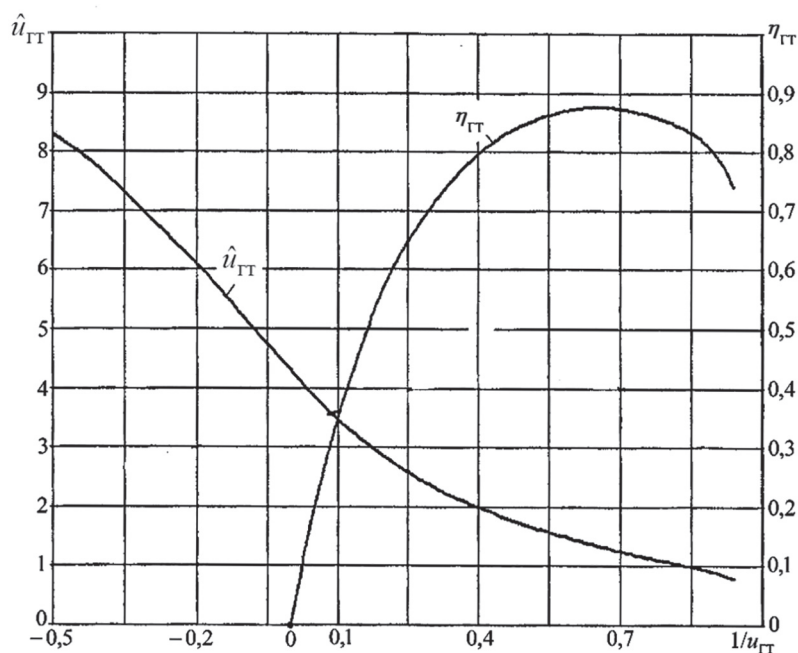


Рис. 1. Внешняя характеристика ГТ

использования дифференциального механизма со смешанным зацеплением шестерен.

Для сравнения на рис. 2, 3 и 4 изображены графики изменения КПД  $\eta_{ГТ}$  ГТ (однопоточной ГМП). При выполнении расчетов было принято, что величина  $1/u_{ГТ}$  изменяется в пределах от  $-0,5$  до  $0,92$  (см. рис. 1). Это определило граничные значения графиков.

### Анализ результатов

В табл. 1 на схемах указаны направления потоков мощности, нагружающих передачу. По характеру передачи мощности в замкнутом контуре двухпоточной ГМП можно выделить три группы рассматриваемых схем.

В схемах 1, 2, 7 и 8, относящихся к первой группе, отсутствует циркуляция мощности в замкнутом контуре передачи. Мощность на

насосе и в механической ветви всегда имеет положительное направления – от источника к потребителю. Следует заметить, что в схемах 1 и 2 возможен режим, когда поток мощности, идущий через турбину, изменяет направление (см. рис. 7). Это объясняется тем, что турбина изменяет направление вращения. Для схемы 1 это происходит при  $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$ , а для схемы 2 – при  $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$ .

В схемах 3, 4, 9 и 10 (вторая группа) циркулирующая мощность дополнительно нагружает гидравлическую ветвь.

В схемах 5R, 6R, 11R и 12R (третья группа) циркулирующая мощность перегружает механическую ветвь. При этом в схемах 11R и 12R также возможен режим работы, когда мощность передается на турбину (см. рис. 7) при изменении направления ее вращения. Для схемы

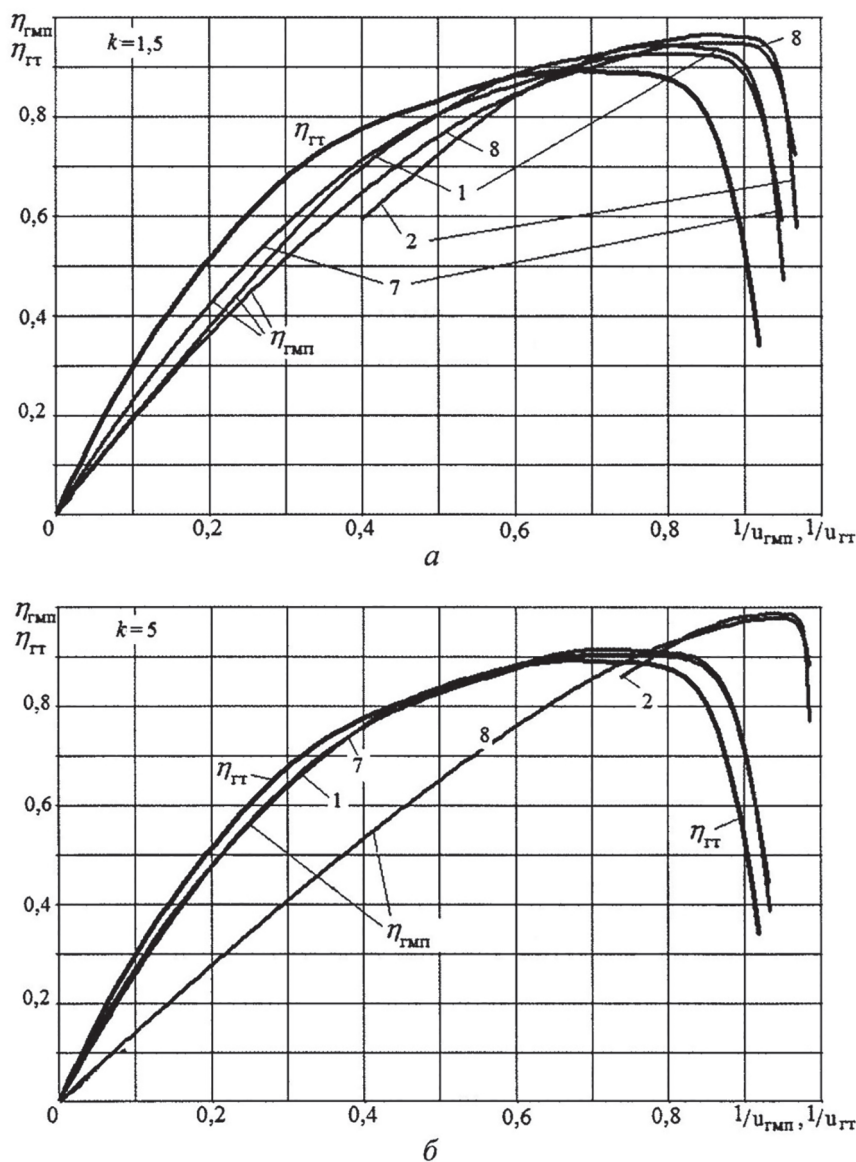


Рис. 2. Зависимость КПД ГМП для схем 1, 2, 7 и 8 от передаточного числа: а –  $k = 1,5$ ; б –  $k = 5,0$

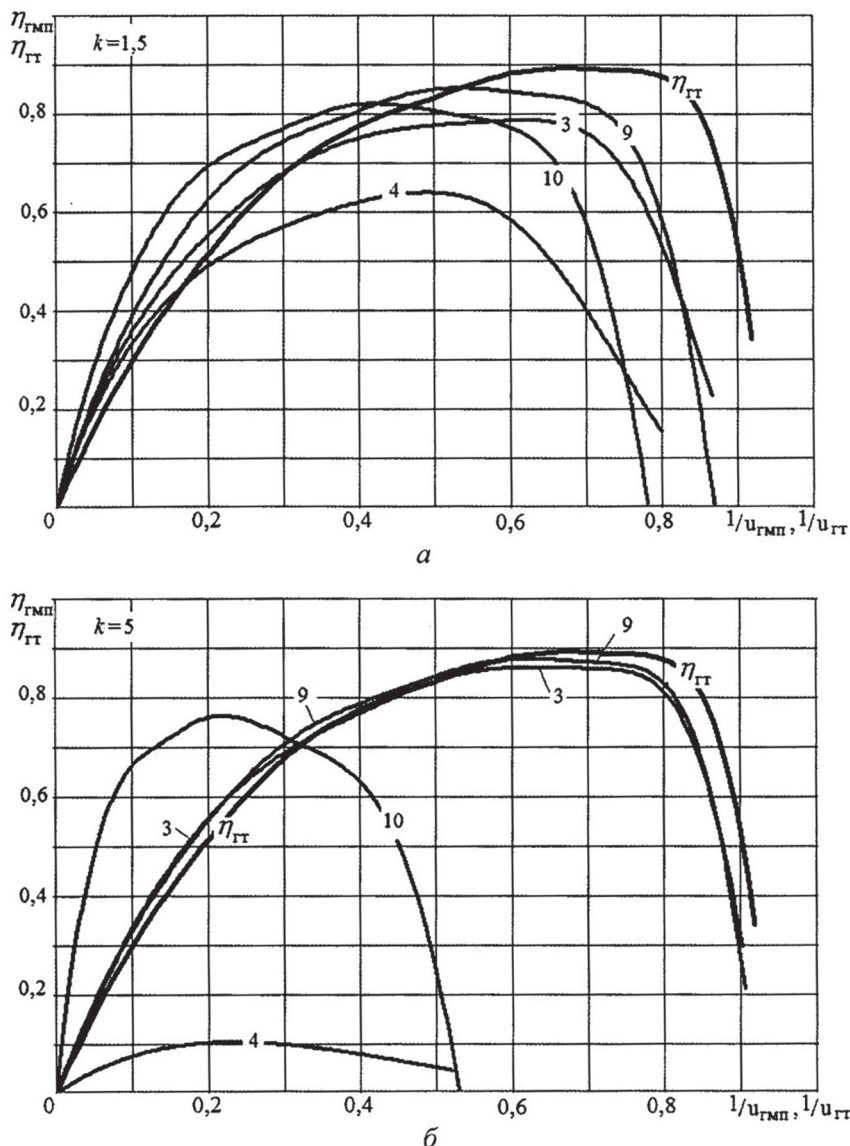


Рис. 3. Зависимость КПД ГМП для схем 3, 4, 9 и 10 от передаточного числа:  
 $a - k = 1,5$ ;  $b - k = 5,0$

$11R$  это происходит при  $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$ , а для схемы  $12R$  – при  $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$ .

Характеристика  $k$  планетарного ряда существенно влияет на распределение, потоков мощности в ветвях передачи. Причем это влияние неоднозначно. Для схем 1, 3, 4, 5R, 6R, 7, 9, 12R с увеличением  $k$  доля мощности в механической ветви передачи уменьшается, а для схем 2, 8, 10 и 11R увеличивается (рис. 5). В схемах 1, 3, 7, 10, 11R с увеличением  $k$  доля мощности, подводимой к насосному колесу, увеличивается, а для схем 2, 8, 4, 5R, 6R, 9 и 12R она уменьшается (рис. 6).

Влияние передаточного числа ГМП на распределение мощности также не однозначно для различных схем передачи. С увеличением параметра  $1/u_{ГМП}$  коэффициент  $\beta_M$  в схемах 1,

2, 3, 4, 5R и 6R уменьшается, а схемах 7, 8, 9, 10, 11R и 12R увеличивается. Коэффициент  $\beta_H$  при этом уменьшается в схемах 3, 4, 5R, 6R, 7 и 8 и увеличивается в схемах 1, 2, 9, 10, 11R и 12R. Причем, для каждой отдельной схемы характер изменения коэффициентов  $\beta_M$  и  $\beta_H$  в зависимости от  $1/u_{ГМП}$  сохраняется.

При использовании схем 3, 4, 5R, 6R, 10 и 11R следует ожидать значительной перегрузки механической ветви передачи, а для схем 3, 4, 5R, 6R, 10 и 11R – перегрузки гидравлической ветви.

Все это необходимо учитывать при анализе полученных результатов изменения КПД двухпоточной ГМП (рис. 2, 3 и 4). Нельзя говорить определенно, что с уменьшением доли мощности, проходящей через гидравлическую ветвь передачи, которая всегда имеет более низкое

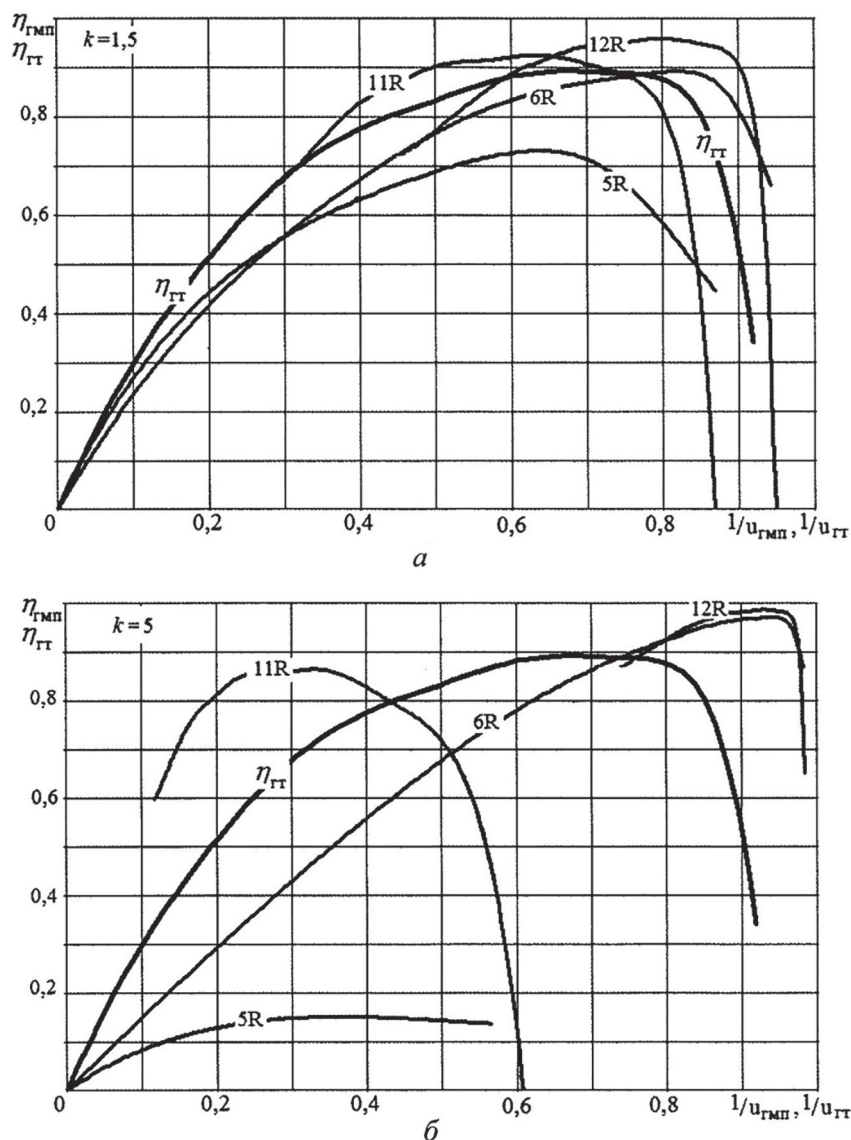


Рис. 4. Зависимость КПД ГМП для схем 5R, 6R, 11R и 12R от передаточного числа:  
 $a - k = 1,5$ ;  $b - k = 5,0$

значение КПД по сравнению с механической ветвью, КПД двухпоточной ГМП будет увеличиваться. Следует учитывать, что изменяется режим работы ГТ, а значит и его КПД.

Для схем 1, 2, 7 и 8, в которых циркуляция мощности отсутствует (рис. 2), максимальное значение КПД ГМП увеличивается по сравнению с КПД ГТ. Явное преимущество этих схем в отношении КПД по сравнению с однопоточной передачей наблюдается при работе передачи в диапазоне больших значений  $1/u_{гмп}$  (правая часть графиков на рис. 2). В диапазоне малых значений  $1/u_{гмп}$  КПД двухпоточной ГМП будет меньше КПД ГТ. Это связано с тем, что при малых значениях  $1/u_{гмп}$  ГТ двухпоточной ГМП вынужден работать в режиме низких значений КПД (для схем 1 и 2 воз-

жен режим работы, когда  $\eta_{гт} = 0$ ). Для схемы 2 не получены значения КПД в левой области графика из-за принятых ограничений на изменение параметра  $1/u_{гт}$  (здесь  $1/u_{гт} < -0,5$ ).

Схемы 3, 4, 9 и 10, в которых перегружена гидравлическая ветвь, проигрывают однопоточной передаче по показателю энергозатрат (рис. 3). Только схемы 9 и 10 при малых значениях  $k$  имеют некоторые преимущества при работе в левом диапазоне значений  $1/u_{гмп}$ . Схема 4 явно неэффективна из-за больших потерь, связанных со значительной перегрузкой гидравлической ветви. То же самое можно сказать в отношении схемы 5R, которая относится к третьей группе.

При больших значениях  $k$  графики КПД для схем 6R и 12R подобны графикам соответствен-

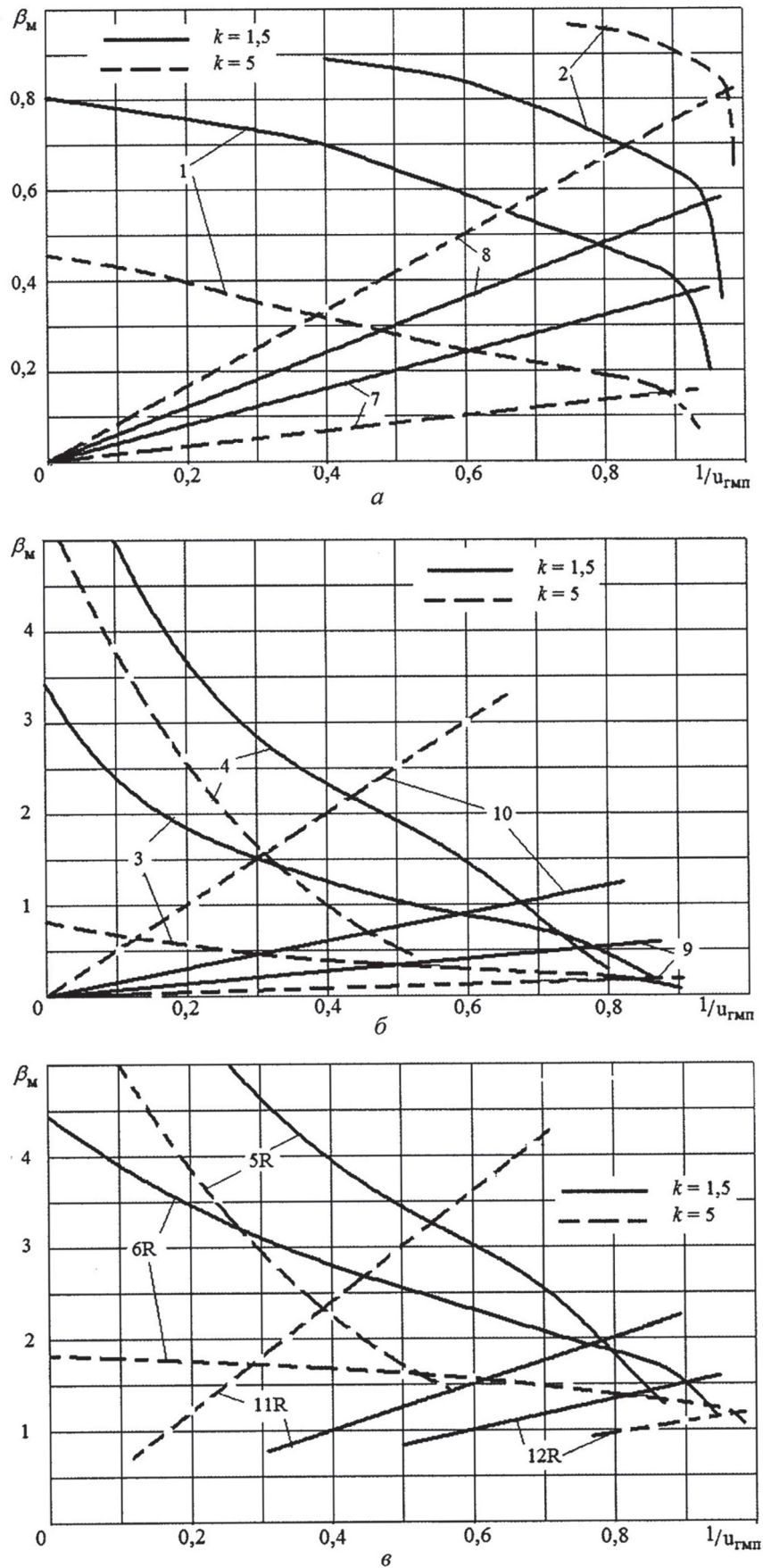


Рис. 5. Зависимость коэффициента мощности в механической ветви ГМП от передаточного числа:  
 а – схемы 1, 2, 7 и 8; б – схемы 3, 4, 9 и 10; в – схемы 5R, 6R, 11R и 12R



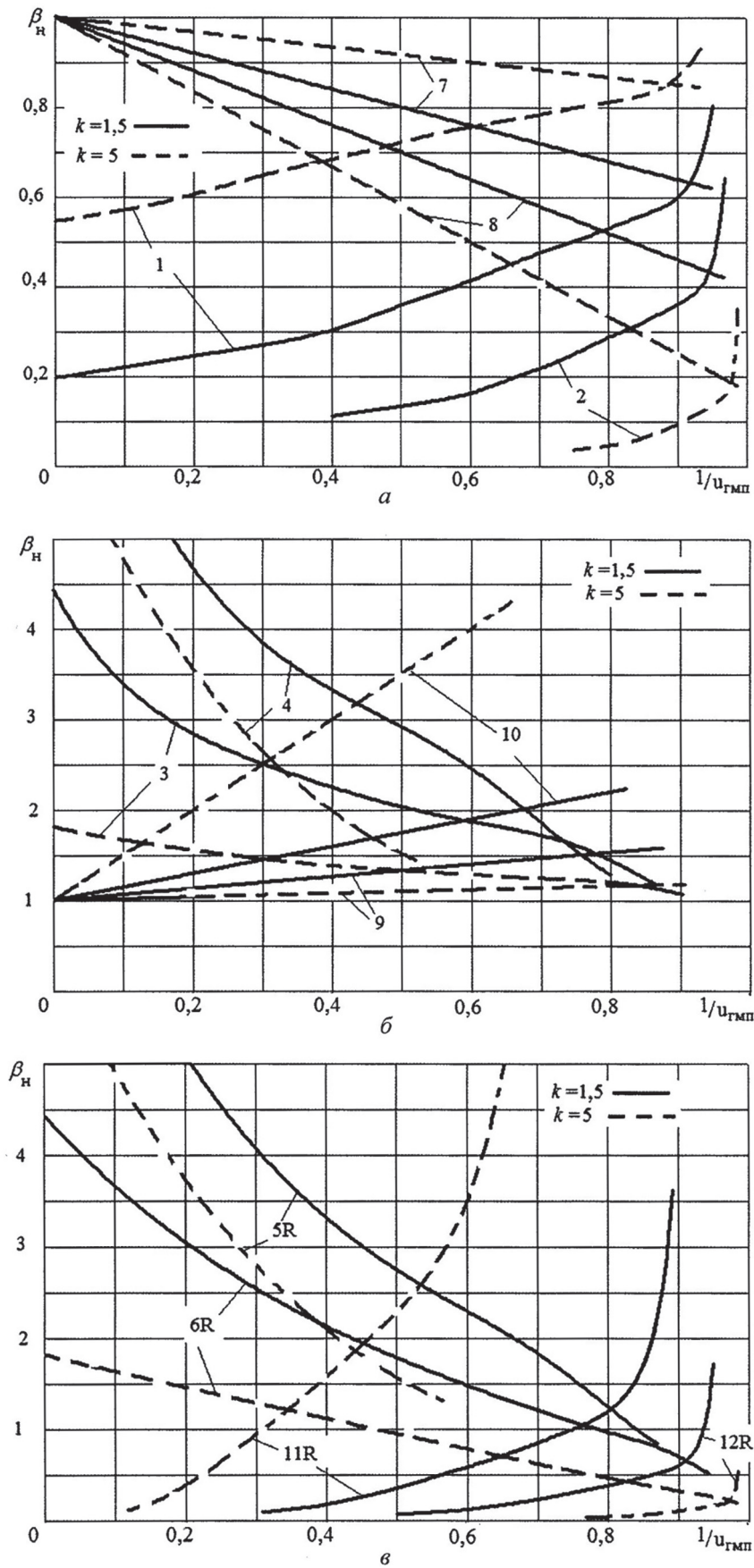


Рис. 6. Зависимость коэффициента мощности на насосном колесе ГТ от передаточного числа ГМП: а – схемы 1, 2, 7 и 8; б – схемы 3, 4, 9 и 10; в – схемы 5R, 6R, 11R и 12R

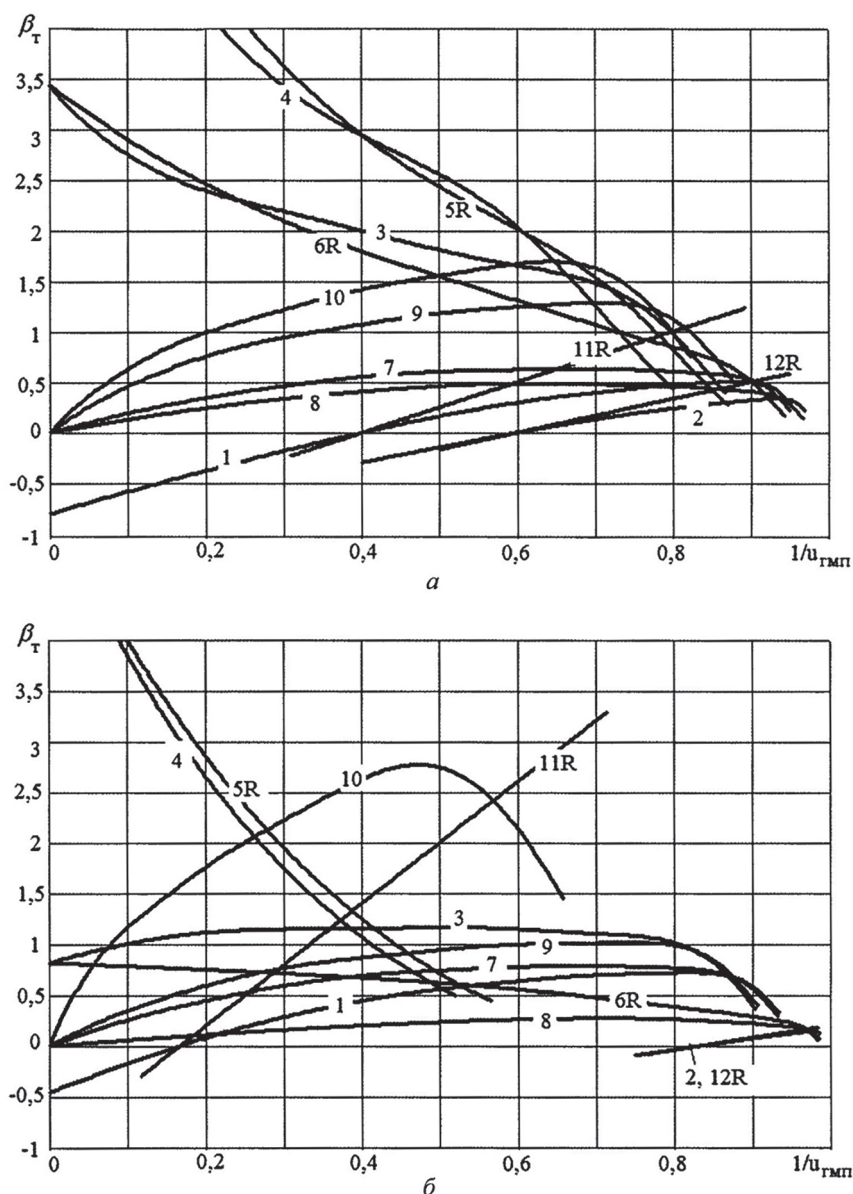


Рис. 7. Зависимость коэффициента мощности на турбинном колесе ГТ от передаточного числа ГМП:  
 $a - k = 1,5$ ;  $b - k = 5,0$

но для схем 2 и 8. При малых  $k$  схема 6R проигрывает однопоточной передаче, а схема 12R имеет по сравнению с однопоточной передачей преимущества в правой части графика. Схема 11R уступает однопоточной передаче при малых значениях характеристика  $k$  планетарного ряда, а при больших  $k$  имеет преимущество в средней области графика. Из-за принятых ограничений на изменение  $1/u_{ГТ}$  не получены значения КПД в левой области графика для схем 11R и 12R. В схемах 11R и 12R может наблюдаться изменение направления вращения турбины и связанное с этим направление потока мощности на турбинном колесе. Для семы 11R это происходит при  $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$ , а для схемы 12R – при  $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$ .

### Выводы

1. Для 12 схем двухпоточной ГМП получены аналитические зависимости, позволяющие оценить КПД передачи и степень нагруженности отдельных ее ветвей во всем диапазоне работы в зависимости от выбранной схемы и характеристики  $k$  планетарного ряда.
2. Представлены в графической форме результаты расчетов, выполненных на ЭВМ, с использованием внешней характеристики конкретного ГТ.
3. Выполнен предварительный энергетический анализ работы двухпоточной ГМП применительно ко всем схемам.
4. Полученные результаты могут использоваться при разработке рекомендаций по выбору схемы двухпоточной ГМП.

## Литература

1. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
2. 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.
3. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В. Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 35–41.
4. Носов Н.А., Гальшев В.Д., Волков Ю.П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
7. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
8. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Выбор параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных тракторов // Качество и жизнь. 2016. № 4 (12). С. 322–330.
9. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
10. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Выбор параметров двухпоточной гидромеханической передачи для колесных и гусеничных машин // Вестник машиностроения. 2017. № 7. С. 9–14.
11. Котиев Г.О., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Вязников М.В., Гаев С.В., Розеноер М.Г. Конструирование и расчет двухпоточных гидромеханических передач // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 4 (26). Т. 1. С. 31–42.
12. Вязников М.В., Гаев С.В., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Построение внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса в двухпоточной гидромеханической передаче промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 4. С. 11–15.
- gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15.
2. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of the operation of dual-flow hydromechanical gears for automobiles and tractors. Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii. 2016. No 12-3, pp. 131–138.
3. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V. Power analysis of two-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 2, pp. 35–41.
4. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P. i dr. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of caterpillar machines]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
5. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
6. Sharipov V.M. Proektirovaniye mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob'emnykh peredach traktorov [Design of mechanical, hydromechanical and hydrostatic gears of tractors]. Moscow: MG TU «MAMI» Publ., 2002. 300 p.
7. Petrov A.V. Planetarnye i gidromekhanicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 385 p.
8. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S. Selection of parameters for a double-flow hydromechanical transmission for industrial tractors. Kachestvo i zhizn'. 2016. No 4 (12), pp. 322–330.
9. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskie transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmissions of high-speed crawler vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.
10. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S. Choice of parameters for double-flow hydromechanical transmission for wheeled and tracked vehicles. Vestnik mashinostroeniya. 2017. No 7, pp. 9–14.
11. Kotiev G.O., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Rozenoer M.G. Design and calculation of two-flow hydromechanical gears. Izvestiya MG TU «MAMI». 2015. No 4 (26). Vol. 1, pp. 31–42.
12. Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Construction of the external characteristic of the torque converter taking into account the turbine wheel counter-rotating mode in the double-flow hydromechanical transmission of the industrial tractor. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 4, pp. 11–15.

## References

1. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of dual-flow hydromechanical