

## Гидроруслопередача

# 06, июнь 2015

Рудевский О. Г.<sup>1,\*</sup>

УДК: 621

<sup>1</sup>Россия, МП "Азовводоканал"

[\\*rudevskiy46@mail.ru](mailto:rudevskiy46@mail.ru)

### Введение

Устройство предназначено для передачи вращения. В гидроруслопередаче [1] (ГРП) энергия передается жидкостью, которая проходит через турбину, двигаясь внутри лопаток турбинного колеса, выполненных в форме закрытого закругленного русла - канала и находясь с ними в силовом взаимодействии [2].

Техническим результатом, который может быть получен при реализации и использовании ГРП в качестве товарного продукта для трансмиссии машины является: улучшение маневренности (разгона) машины, увеличение силы тяги на ведущих колесах машины и упрощение конструкции (увеличение надежности) трансмиссии.

Результат достигается тем, что лопатки турбинного колеса ГРП выполнены в форме закрытого закругленного русла-канала (далее по тексту – лопатки) и установлены подвижно относительно оси вращения ГРП с возможностью изменять величину и направление крутящего момента внешним управлением.

Принципиальное различие рабочих процессов определяет существенное различие характеристик, соответственно, и эксплуатационных свойств гидродинамических трансформаторов (далее по тексту – ГТ) и ГРП.

В ГТ при вращении рабочего колеса насоса жидкость (представляет собой одно бесконечное и непрерывное кольцевое звено) проходит из линии подвода (вход в рабочее колесо) в линию отвода (выход из рабочего колеса) последовательно через все рабочие колеса непрерывным потоком, обтекая гидродинамические профили – лопатки рабочих колес и находясь с ними в силовом взаимодействии, и возвращается к входу в насос [3].

В ГРП при подаче в напорную полость турбины, например центробежным насосом из бака, жидкость (не должна обязательно представлять собой одно бесконечное и непрерывное кольцевое звено) проходит из линии подвода (вход в турбинное колесо) в линию отвода (выход из турбинного колеса) непрерывным потоком, двигаясь внутри лопаток турбинного колеса и находясь с ними в силовом взаимодействии, и из сливной полости

турбины возвращается в бак. При этом на турбине ГРП образуется крутящий момент  $M_{\text{ГРП}}$ , который определяется по формуле:

$$M_{\text{ГРП}} = PRz \quad (1)$$

где  $P$  – сила действия потока на стенки канала лопатки турбины ГРП;  $R$  – расстояние между осью вращения ГРП и вектором  $P$ ;  $z$  – количество лопаток.

## 1. Характерные конструктивные признаки, параметры, свойства и характеристики ГРП

Особенность рабочего процесса передачи энергии определяет характерные конструктивные признаки, параметры, свойства и характеристики ГРП:

- для изменения величины и направления  $M_{\text{ГРП}}$  не требуется реактор (опора);
- турбина ГРП не обладает обратимостью, т.е. не может работать в качестве насоса;
- ГРП не обладает саморегулируемостью, т.е.  $M_{\text{ГРП}}$  не зависит от  $i$  – отношения скорости вращения ведомого вала  $n_{\text{ГРП}}$  к скорости вращения ведущего вала  $n_{\text{д}}$ ;
- КПД ГРП  $\varphi$  не зависит от  $i$ ;
- при  $R = \text{const}$ ,  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{д}})$  и пропорционален  $n_{\text{д}}^2$ ;
- при  $R = \text{const}$ ,  $n_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{д}})$  и прямо пропорциональна  $n_{\text{д}}$ ;
- $\varphi$  подобен КПД центробежного насоса ГРП  $\varphi_{\text{н}}$  и  $\varphi = f(\varphi_{\text{н}})$ ;
- при  $n_{\text{д}} = \text{const}$  и  $R \neq \text{const}$ ,  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{ГРП}})$  и связаны обратно пропорциональной зависимостью.

## 2. Описание устройства и работы

На рис. 1 изображена конструктивная схема ГРП, в которой для снижения потерь энергии насос и турбина установлены соосно и предельно сближены. Положение элементов схемы соответствует работе в установившемся режиме.

ГРП состоит из насоса, например, центробежного (далее по тексту – насос), основными элементами проточной части которого являются подвод 1, насосное колесо 2 и отвод 3. Насосное колесо 2 соединено с ведущим валом 4 штифтом 5. Ведомый вал 6 жестко соединен с кожухом 7 турбины, которая также включает в себя жестко связанное с кожухом 7 турбинное колесо, основными элементами которого являются диск 8 и, подвижно соединенные с ним, лопатки 9 с каналами (см. сечения Б – Б и В – В). Рычаг 10 внешней системы управления шарнирно связан со скобой 11, подвижно соединенной с диском 12, который имеет возможность передвигаться вдоль по ведомому валу 6 и связан с ним шпонкой 13. Диск 12 жестко соединен с гайками 14, которые имеют возможность передвигаться вдоль по участкам с многозаходной резьбой осей вращения лопаток 9. При перемещении диска 12 вдоль по валу 6 гайки 14 вращают лопатки 9, чем обеспечивается изменение величины и направления  $M_{\text{ГРП}}$ .

ГРП работает следующим образом: перед пуском двигателя внешнее управление (водитель автомобиля, автоматическое устройство и пр.) воздействием через рычаг 10, скобу 11, диск 12, гайки 14 устанавливает лопатки 9 в начальное положение, при котором  $R = 0$  ( $M_{\text{ГРП}} = 0$ ) и кожух 7 перекрывает отверстия каналов (снижается пусковой момент).

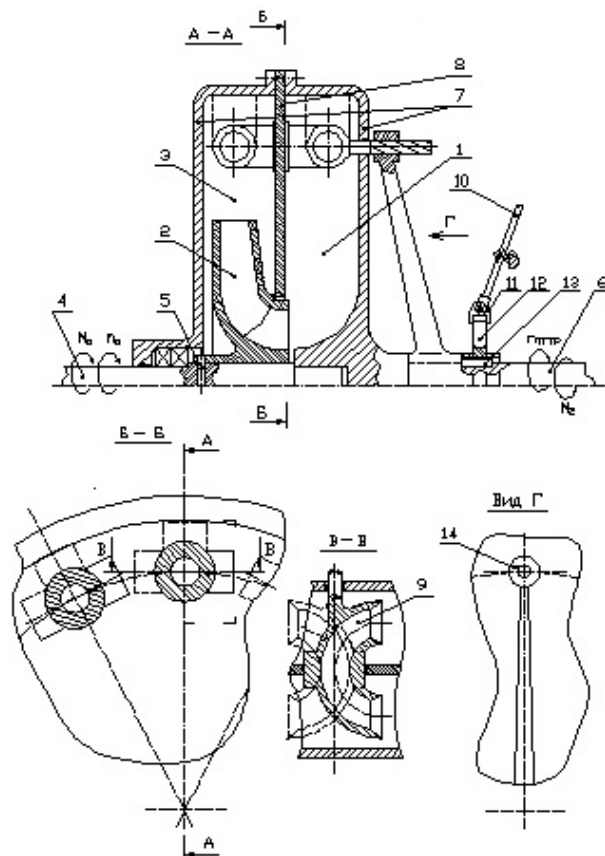


Рис. 1. Гидроруслопередача

После пуска насос, приводимый во вращение моментом двигателя  $M_d$  с числом оборотов  $n_d$ , подает жидкость производительностью  $Q$  и с напором  $H$  из подвода 1 по отводу 3 через каналы лопаток 9 в подвод 1. При этом на каждой лопатке возникает  $P$ , которая при конструкции лопатки в форме отвода с углом поворота  $180^\circ$  определяется ([2], § 1.47. "Силы действия потока на стенки канала" – стр.167 и пример – стр. 168) по формуле:

$$P = 2\rho QV/z, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $V$  – средняя скорость движения жидкости в канале;

$$V = Q/(Fz), \quad (3)$$

где  $F$  – площадь сечения канала.

Для преодоления момента сопротивления приводимого механизма  $M_2$  внешнее управление вращением лопаток 9 обеспечивает  $R$ , при котором  $M_{\text{ГРП}} > M_2$  и в единицу времени передается энергия – передаваемая мощность  $N_{\text{ГРП}}$ , равная:

$$N_{\text{ГРП}} = M_{\text{ГРП}}n_{\text{ГРП}}, \quad (4)$$

## Характерные особенности параметров и характеристик ГРП

Характерные особенности параметров и характеристик ГРП определяет их взаимосвязь. Связь между конструктивными и геометрическими параметрами ГРП осуществляется через параметры потока рабочей жидкости (пренебрегая трением в опорах).

При определении взаимосвязи приняты допущения:

- движение жидкости в ГРП имеет турбулентный режим;
- механические, объемные потери, дисковое трение и трение о воздух – пренебрежимо малы;
- гидравлические потери в каналах не зависят от скорости, направления вращения и положения лопаток относительно оси ГРП.

Подставим в (1) выражения (2), (3) и, опуская промежуточные преобразования, получаем:

$$M_{\text{ГРП}} = 2\rho R Q^2 / (Fz), \quad (5)$$

Поскольку согласно теории подобия лопастных насосов  $Q$  прямо пропорциональна  $n_d$ , то из (5) при  $R = \text{const}$  следует:  $M_{\text{ГРП}} = f(n_d)$  и пропорционален  $n_d^2$ .

Определим  $n_{\text{ГРП}}$ , используя (4):

$$n_{\text{ГРП}} = N_{\text{ГРП}} / M_{\text{ГРП}}; \quad (6)$$

Из баланса мощностей:

$$N_{\text{ГРП}} = N_n - N_{\text{п}}, \quad (7)$$

где  $N_n$  – энергия, передаваемая жидкости насосным колесом  $z$  в единицу времени;

$N_{\text{п}}$  – потери энергии в единицу времени при движении жидкости по каналам лопаток;

$$N_n = Q\gamma H, \quad (8)$$

где  $\gamma$  – объемный вес жидкости;

$$N_{\text{п}} = Q\gamma h_{\text{п}}, \quad (9)$$

где  $h_{\text{п}}$  – потери напора в канале лопатки;

Баланс энергии (напора) потока жидкости между сечениями на входе и выходе канала в лопатке согласно уравнению Бернулли равен:

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\gamma} = \frac{p_{\text{вых}}}{\gamma} + h_{\text{п}}, \quad (10)$$

где  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе в канал,  $p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из канала;

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\gamma} = H_{\text{нп}}, \quad (11)$$

где  $H_{\text{нп}}$  – потребный напор;

$$p_{\text{вых}} = N/F, \quad (12)$$

где  $N$  – сила, с которой стенка канала лопатки действует на жидкость;

$$h_{\text{п}} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (13)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления;  $g$  – ускорение свободного падения;

$$\zeta = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{от}} + \lambda \frac{l}{d}, \quad (14)$$

где  $\zeta_{\text{вх}}$ ,  $\zeta_{\text{вых}}$ ,  $\zeta_{\text{от}}$  – коэффициенты сопротивления, соответственно, входа, выхода и поворота канала;  $\lambda$  – коэффициент потерь на трение;  $l$  – длина канала;  $d$  – диаметр канала;

При установившемся движении жидкости:

$$H = H_{\text{нп}}; \quad (15)$$

$$N = P, \quad (16)$$

Подставим в (6) выражения (7), (8), (9), (15), (11), (10), (12), (16), (1) и, опуская промежуточные преобразования, получаем:

$$n_{\text{трп}} = Q/(FzR), \quad (17)$$

Поскольку согласно теории подобия лопастных насосов  $Q$  прямо пропорциональна  $n_{\text{д}}$ , то из (17) при  $R = \text{const}$  следует:  $n_{\text{трп}} = f(n_{\text{д}})$  и прямо пропорциональна  $n_{\text{д}}$ .

Определение  $\varphi$ :

$$\varphi = N_{\text{трп}}/N_{\text{д}}, \quad (18)$$

где  $N_{\text{д}}$  – мощность двигателя;

$$N_{\text{д}} = N_{\text{н}}/\varphi_{\text{н}}. \quad (19)$$

Связь между объемным весом и плотностью жидкости:

$$\gamma = \rho g. \quad (20)$$

Подставим в (19) выражения (4), (5), (17), (19), (8), (15), (11), (10), (12), (16), (2), (3), (13), (3), (20) и, опуская промежуточные преобразования, получаем:

$$\varphi = 4\varphi_{\text{н}}/(4 + \zeta). \quad (21)$$

Поскольку принято  $\zeta = \text{const}$ , то из (21) следует:  $\varphi$  подобен  $\varphi_{\text{н}}$  и  $\varphi = f(\varphi_{\text{н}})$ .

Определим  $R$  из (5) и (17), приравняем правые части уравнений и, опуская промежуточные преобразования, получаем:

$$M_{\text{трп}} = 2\rho Q^3/(F^2 z^2 n_{\text{трп}}). \quad (22)$$

Из (22) при  $Q = \text{const}$ , т.е. при  $n_{\text{д}} = \text{const}$  и  $R \neq \text{const}$  следует:  $M_{\text{трп}} = f(n_{\text{трп}})$  и связаны обратно пропорциональной зависимостью.

Для определения  $H_{\text{нп}} = f(Q)$  подставим в (11) выражения (10), (12), (16), (2), (3), (13), (3), (20) и, опуская промежуточные преобразования, получаем:

$$H_{\text{нп}} = (4 + \zeta)Q^2/(2gF^2 z^2). \quad (23)$$

### 3. Возможность достижения заявленного технического результата

В качестве прототипа выбрана двухступенчатая гидромеханическая передача (далее по тексту – ГМП) ЛАЗ-НАМИ ([3], стр. 206), параметры и характеристики которой приведены в [4]. ГМП ЛАЗ-НАМИ включает в себя основные части: механическую коробку передач (далее по тексту – МКП) и гидротрансформатор (далее по тексту – ГТ), основными составляющими которого являются рабочие колеса: насоса, турбины и реактора.

Недостатками прототипа при его использовании как товарного продукта для трансмиссии машины являются сложность конструкции МКП и саморегулируемость ГТ, которая ограничивает маневренность машины и силу тяги на ведущих колесах машины.

ГРП обеспечивает достижение заявленного технического результата, что подтверждает сравнение характеристики  $M_{\text{трп}} = f(n_{\text{трп}})$  на выходном валу привода грузового автомобиля ЗИЛ-130, включающего ГРП и двигатель ЗИЛ-130 (далее по тексту – машины

№1), например, с характеристиками  $M_T = f(n_T)$  и  $M_T = f_1(n_T)$  на выходном валу привода грузового автомобиля ЗИЛ-130, включающего тот же двигатель и прототип (далее по тексту – машины №2).

Выходная характеристика  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{ГРП}})$  является функцией  $Q$ ,  $F$  и  $z$ , а  $Q$ , в свою очередь, является функцией  $F$ ,  $z$  и  $h_{\text{п}}$ . Для выполнения расчетов требуется характеристика насоса  $H = f(Q)$  и зависимость потребного напора  $H_{\text{нп}} = f(Q)$ . За  $H = f(Q)$ , ввиду ее отсутствия, принята характеристика аналога (см. рис. 2). Аналогом выбран центробежный насос фирмы "Grundfos" марки NB/NK 150-200: диаметр рабочего колеса  $D_{\text{рк}} = 224$  мм, мощность на валу насоса – 106,3 кВт,  $n = 2900$  об/мин, наибольший КПД – 85,6% (согласно фирменному каталогу насосов).

С целью совместить работу двигателя на максимальной мощности и работу ГРП с наибольшим  $\varphi$  ( $\varphi_{\text{н}} = 85,6\%$ ), т.е. чтобы мощность на валу насоса ГРП  $N_{\text{нв}} = N_{\text{д}} = 116,1$  кВт при  $n_{\text{д}} = 3000$  об/мин характеристика  $H = f(Q)$  пересчитана по формулам подобия лопастных насосов при допущении пренебрежимо малого изменения  $\varphi_{\text{н}}$ . В результате диаметр рабочего колеса насоса ГРП  $D_{\text{гpn}} = 223$  мм и совмещение определяет характерная точка А с параметрами:  $Q = 818$  м<sup>3</sup>/час и  $H = 44,7$  м (см. рис. 2). С целью выполнения последующих расчетов рис. 2 дополнен графиками  $H = f(Q)$  при различных  $n_{\text{д}}$ .

Из (23) определяем  $F$ :

$$F = Q \sqrt{\frac{(4 + \zeta)}{2gH_{\text{нп}}}} / z. \quad (24)$$

При вычислении  $F$  принято:  $Q = 818$  м<sup>3</sup>/час и  $H_{\text{нп}} = 44,7$  м (см. параметры точки А),  $z = 20$  шт,  $\zeta = 0,72$  (величина обеспечивается конструктивно и технологически, в том числе, выполнением входного и выходного участков канала в форме, соответственно, конфузора и диффузора).

График  $H_{\text{нп}} = f(Q)$  представлен на рис. 2.

$M_T = f_1(n_T)$  подобна  $M_T = f(n_T)$  при включении понижающей передачи с передаточным числом  $u_{k1} = 1,79$  (см. [4], рис. 36 и глава 2, п. 2.7).

На рис. 3 представлены графики  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{ГРП}})$ ,  $M_T = f(n_T)$  и  $M_T = f_1(n_T)$ . Для сопоставления рис. 3 дополнен графиками скоростной характеристики  $M_{\text{д}} = f(n_{\text{д}})$ ,  $N_{\text{д}} = f(n_{\text{д}})$  и удельного расхода топлива  $g_e = f(n_{\text{д}})$  (см. [4], рис. 15).

Особенности параметров и характеристик ГРП наглядно представлены на рис. 4 графиками  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{д}})$ ,  $n_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{д}})$ ,  $\varphi = f(\varphi_{\text{н}})$  и  $M_{\text{ГРП}} = f(n_{\text{ГРП}})$ . Координаты точек графиков определены графоаналитическим расчетом с применением (5), (17), (21) и (22), использованием параметров точек пересечения  $N_{\text{нп}} = f(Q)$  с  $H = f(Q)$  при различных  $n_{\text{д}}$  на рис. 2 и  $R_{\text{мас}} = 240$  мм.

Величина  $R_{\text{мас}}$  определена по (5) из условия  $M_{\text{ГРП}0} = M_{\text{Т}0} = M_{\text{Т}}u_{k1}$  при  $n_{\text{Т}} = n_{\text{ГРП}} = 0$  (см. рис. 3), т.е. при трогании машин и  $n_{\text{д}} = 3000$  об/мин, т.е.  $Q = 818$  м<sup>3</sup>/час.

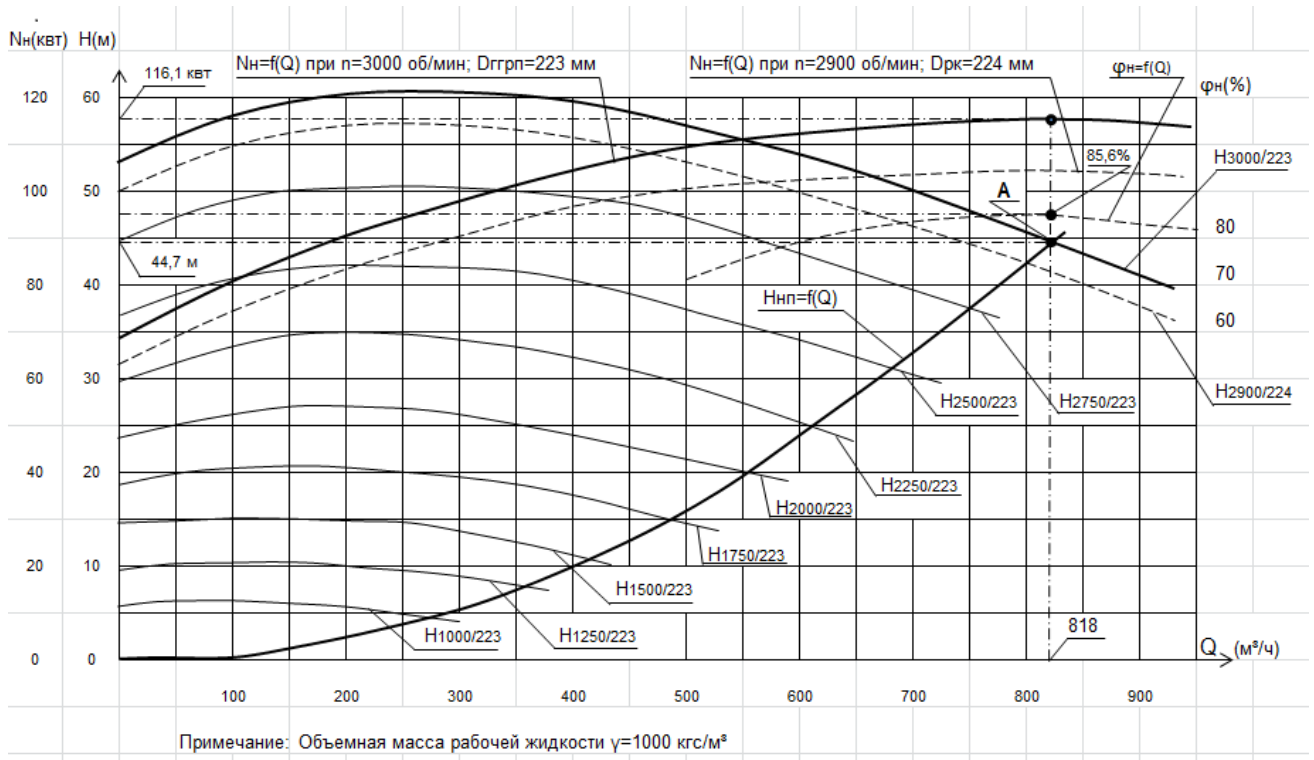


Рис. 2. Определение режима работы насоса

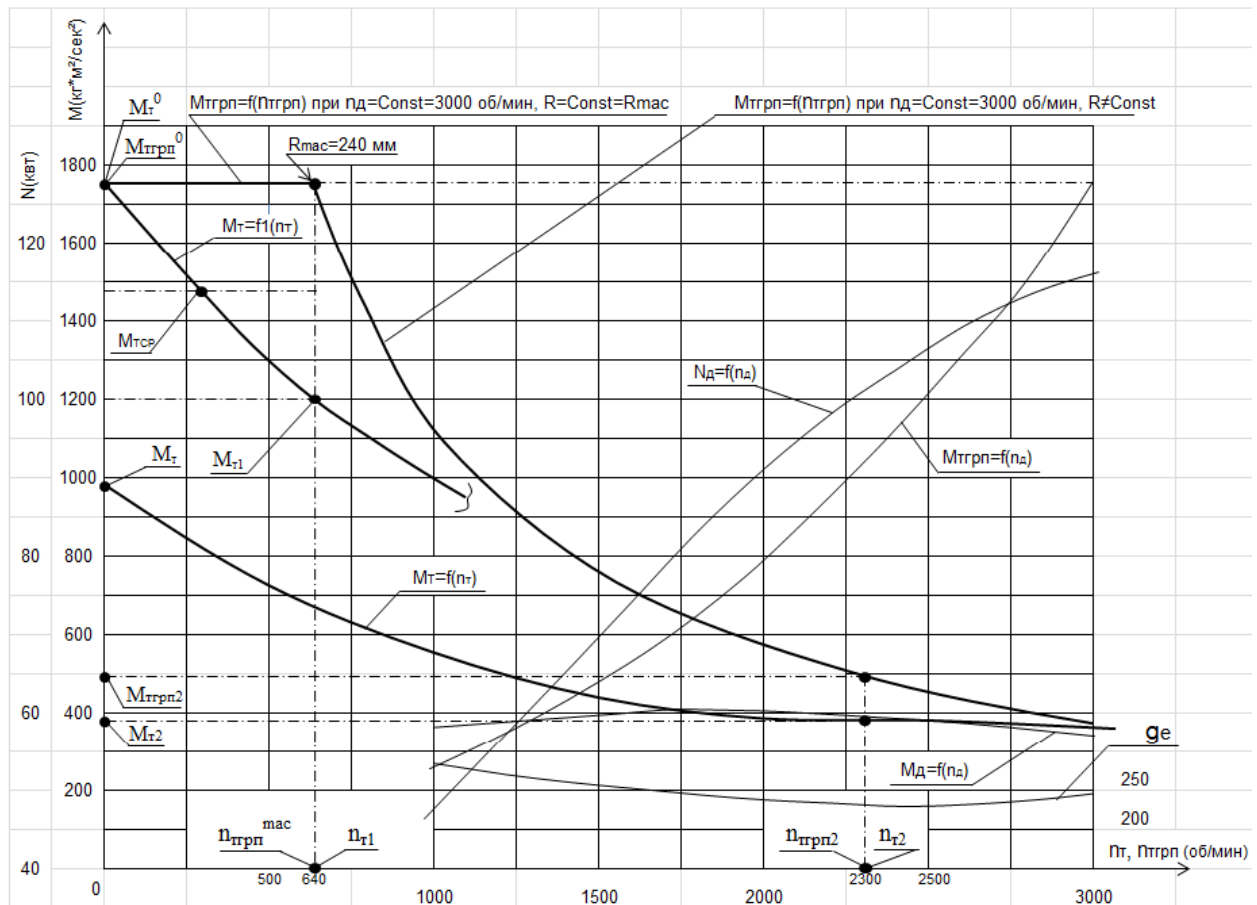


Рис. 3. Сравнение выходных характеристик



Сравнение выходных характеристик (см. рис. 3) показывает, что при одинаковых эксплуатационных условиях, диаметре шин 1020 мм, передаточном числе главной передачи – 6,32 ([4], табл. 3.3), при равных исходных параметрах сравниваемых выходных характеристик и отсутствии МКП:

- до скорости  $n_{\text{ггп max}} = n_{\text{т1}}$  (соответствует скорости движения машин 20 км/час) машина №1 разгонится под действием максимального и постоянного момента  $M_{\text{ггп 0}}$  на 18% быстрее чем машина №2, т.к.  $\frac{M_{\text{ггп 0}}}{M_{\text{тсп}}} = 1,18$  (принимая уменьшение  $M_{\text{т}}$  на участке  $M_{\text{т 0}} M_{\text{т 1}}$  по линейной зависимости), кроме того  $M_{\text{ггп 0}}$  на 45% больше  $M_{\text{ггп 1}}$ ;
- $M_{\text{ггп 2}}$  на 30% больше  $M_{\text{т 2}}$  при  $n_{\text{ггп 2}} = n_{\text{т 2}}$  (соответствует скорости движения машин 70 км/час).

Таким образом использование ГРП в качестве товарного продукта для трансмиссии машины обеспечивает:

- улучшение маневренности (разгона) машины за счет более высоких разгонных свойств привода с ГРП;
- увеличение силы тяги на ведущих колесах машины за счет передачи приводом с ГРП более высокого крутящего момента.
- упрощение конструкции (увеличение надежности) трансмиссии за счет исключения МКП.

## 5. Сравнение ГРП с объемными и динамическими гидропередачами

Отдельные конструктивные признаки, параметры и свойства ГРП являются общими:

- с объемными гидропередачами, например: возможность варианта конструкции в виде соединения насоса с гидродвигателем (турбиной) в едином агрегате (нераздельное исполнение) или в виде соединения – трубопроводами (раздельное исполнение), скорость вращения ведомого вала прямо пропорциональна скорости вращения ведущего вала (при  $R = const$ ), технически относительно простой перевод вращения ведомого вала на обратное при неизменном направлении вращения ведущего вала;
- с динамическими гидропередачами, например: основными составляющими частями являются рабочие колеса насоса и турбины, крутящий (передаваемый) момент пропорционален квадрату скорости вращения ведущего вала (при  $R = const$ ), возможность работы в качестве муфты;
- подобно другим гидропередачам ГРП может иметь разнообразие конструкций, например: нераздельная многоступенчатая, т.е. соосная установка нескольких насосных и турбинных колес в едином кожухе, раздельная т.е. соединение насоса с одной или несколькими турбинами трубопроводами и др.;



- и отличительными от динамических гидротрансформаторов: отсутствие осевых динамических сил;
- и отличительными от других гидротрансформаторов: невозможность передавать энергию от ведомого вала к ведущему, независимость рабочего процесса передачи энергии от конструкции насоса.

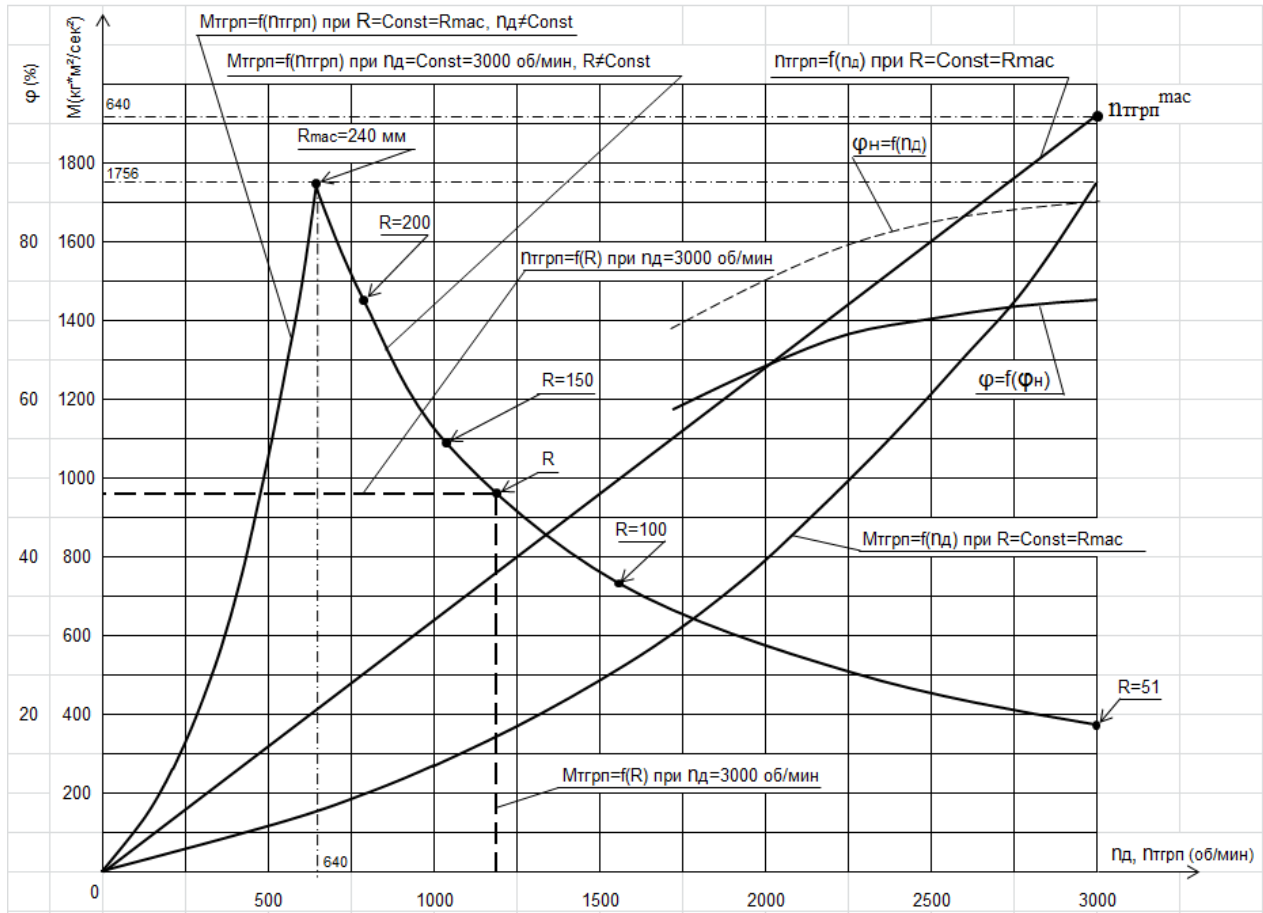


Рис. 4. Особенности параметров и характеристик ГРП

## Выводы

Сравнение ГРП с объемными и динамическими гидротрансформаторами, а также выше отмеченные характерные особенности конструкции, свойств, параметров и характеристик ГРП позволяют сделать вывод, что предложенная конструкция может стать базовой для отдельного класса устройств использующих принцип работы ГРП.

## Список литературы

1. Рудевский О.Г. Гидротрансформатор. Патент № 2533379 С2. Российская Федерация. 2014. Бюл. № 32. 11 с.

2. Башта Т.М., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / под редакцией Т.М. Башты. М.: Машиностроение. 1970. 504 с.
3. Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Бугусов Г.Ф., Вавудо В.Л., Каноник И.В., Молибошко Л.А., Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник. / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение. 1984. 272 с.
4. Бортницкий П.И., Задорожный В.И. Тягово-скоростные качества автомобилей. Справочник. Киев.: Вища школа. 1978. 175 с.