Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXV, вып. 1, 1973 г.

МЕТОДИКА ВЫБОРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТУРБОПРИВОДА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН

С. С. Смородин, Л. П. Северин, А. Б. Незаметдинов

Важное значение при выборе гидропривода для горных машин приобретает разработка более удобных методов пользования характеристиками гидропривода. Основная роль при трансформации скоростей и крутящих моментов гидропривода отводится двум его свойствам: графическое отображение этих двух свойств на эксплуатационных характеристиках гидравлических турбопередач получило название жесткости и непрозрачности.

В данной работе дается методика выбора гидравлического турбопривода с использованием их эксплуатационных характеристик, которые предложены кафедрой рудничных стационарных установок Ленинградского горного института. *

Коэффициенты изменения нагрузки на ведомом валу δ, изменения приводного момента β, трансформации момента ψ и передаточного отношения φ — все вместе хорошо отображают эксплуатационные свойства характеристики гидро- и турбопередач: непрозрачность $\psi = \psi(\beta)$; жесткость $\varphi = \varphi(\delta)$; перегрузочную способность $\beta = \beta(\delta)$ (рис. 1).

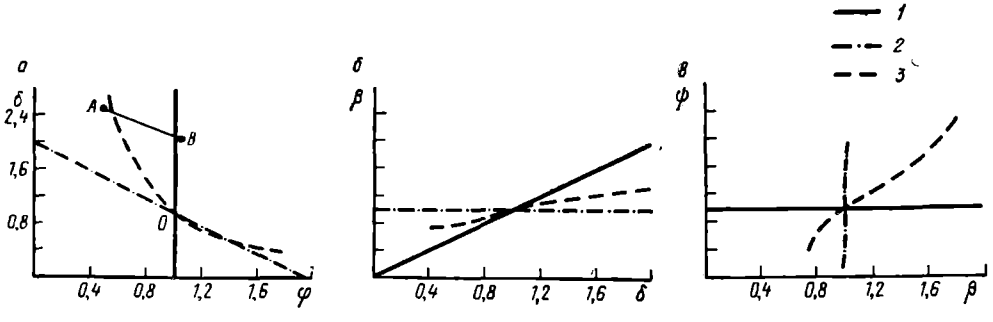


Рис. 1. Эксплуатационные характеристики гидравлических турбопередач: жесткость (*а*), перегрузочная способность (*б*), непрозрачность (*в*).

1 гидромуфта; *2* — одноступенчатый турботрансформатор; *3* — трехступенчатый.

* Смородин С. С. и др. Об использовании эксплуатационных характеристик гидропривода. Изв. вузов, Горный журн., 1970, № 1.

В тексте приняты следующие обозначения: M — крутящий момент, с индексом 1 ведущего вала, с индексом 2 — ведомого вала, с дополнительным индексом 0 — при максимальном значении к. п. д. гидротурбопередачи; K и i — соответственно коэффициент трансформации и передаточное число турбо- и гидропередачи, с индексом 0 постоянное значение одной из этих величин, которое было бы при изменяющейся нагрузке в случае жесткой передачи; μ — удельный крутящий момент (индексы те же, что и при M); N и n — соответственно мощность и число оборотов машины.

Для выбора гидротурбопривода необходимо знать максимальные (N_{max} и n_{max}) и минимальные (N_{min} и n_{min}) значения мощности и числа оборотов на ведомом валу рабочей машины, значения M_{20} (или μ_{20}, i_0, n_{20}) и характеристику асинхронного электродвигателя, мощность и габаритные размеры которого устанавливаются по обычной методике. Зная мощность и число оборотов, определяем крутящие моменты $M_{2\,max}$ и $M_{2\,mi}$ на ведомом валу рабочей машины по формуле

$$M = \frac{975N}{n}. \qquad (1)$$

Из характеристики электродвигателя возьмем значения крутящего момента M_{10} и числа оборотов n_{10} при максимальном значении к. п. д. двигателя. По формулам * определяем

$$\delta_{max} = \frac{M_{2max}}{M_{20}}, \quad \delta_{min} = \frac{M_{2min}}{M_{20}}; \qquad (2)$$

$$\varphi_{max} = \frac{n_{2max}}{n_2}, \quad \varphi_{min} = \frac{n_{2min}}{n_{20}}. \qquad (3)$$

Построив на рис. 1, *а* точки A (с координатами φ_{min} и δ_{max}) и B (с координатами φ_{max} и δ_{min}), соединим их прямой линией. Гидромуфту или турботрансформатор выбираем в зависимости от того, как близко точки A и B расположены от той или иной кривой или в зависимости от того, как близок угол наклона, образованный прямой AB и осью φ, к углам, образованным касательными к характеристикам в точке O ($\delta = 1$ и $\varphi = 1$) и этой же осью

Выбрав передачу, определяем действительные значения δ и Могут представиться три случая.

В первом случае точки A и B совпадают с точками кривой выбранной передачи, т. е. заданные и выбранные значения δ и φ полностью совпадают.

Во втором случае, когда обе точки находятся между кривыми характеристик, выбираем ту или иную передачу в зависимости от того, какое из требований является более жестким (для числа оборотов или мощности). Если точки находятся между кривой для трехступенчатого турботрансформатора и прямой для гидромуфты и жестким является требование по числу оборотов, то необходимо принять передачу с гидромуфтой. Если жестким является требование по моменту, то необходимо отдать предпочтение трехступенчатому турботрансформатору. Если же точки находятся между кривыми для одно- и трехступенчатого трансформатора и жесткими являются требования по числу оборотов,

* Смородин С. С. и др. Об использовании эксплуатационных характеристик гидропривода. Изв. вузов, Горный журн., 1970, № 1.

то необходимо принять трехступенчатый трансформатор. Если же нужно поддерживать постоянный момент на выходе передачи, то надо выбрать одноступенчатый турботрансформатор.

В третьем случае одна точка находится на кривой, а другая — между кривыми. Если данные несовпадающей точки попадают в жесткие ограничения по числу оборотов или моменту и эти ограничения являются основными, то поступают, как во втором случае. Если же жесткие требования на данные несовпадающей точки не накладываются, то принимают ту передачу, на характеристике которой находится совпадающая точка.

Отложим действительные значения $\delta_{max\,д}$ и $\delta_{min\,д}$ на характеристике $\beta = \beta(\delta)$ и определим действительные значения $\beta_{max\,д}$ и $\beta_{min\,д}$. А отложив $\beta_{max\,д}$ и $\beta_{min\,д}$ на характеристике $\psi = \psi(\beta)$, найдем действительные значения $\psi_{max\,д}$ и $\psi_{min\,д}$. С помощью указанных характеристик могут быть установлены основные размеры выбранной передачи. Потребность в этом может появиться при проектировании новых машин или при реконструкции редуктора старой рабочей машины. Рассмотрим два варианта: 1) габаритные размеры передачи выбирают свободно, чтобы в дальнейшем провести компоновку агрегата в целом, 2) передача должна вписываться в габаритные размеры уже сконструированной машины.

Для первого варианта активный диаметр D турботрансформатора можно определить по формуле

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_1}{\mu_1 n_1^2}}. \qquad (4)$$

Из универсальной механической характеристики (рис. 2) берем μ_1

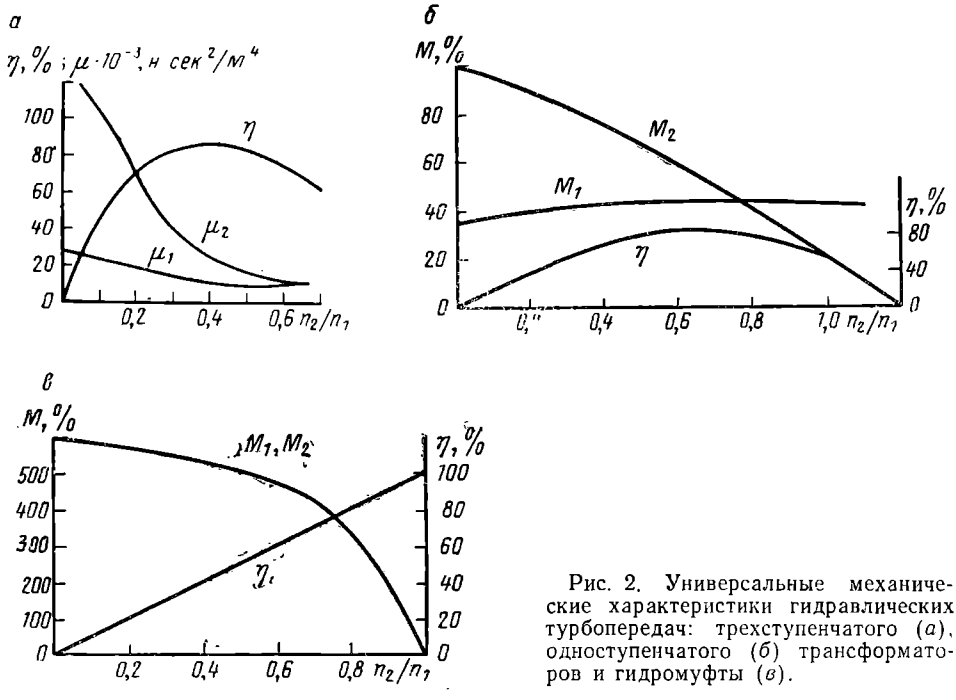


Рис. 2. Универсальные механические характеристики гидравлических турбопередач: трехступенчатого (*а*), одноступенчатого (*б*) трансформаторов и гидромуфты (*в*).

или M_1 для условий оптимума к. п. д. передачи. Величины $M_{1\,max}$ и $M_{1\,mi}$ могут быть определены по формуле

$$M_1 = \beta M_0, \tag{5}$$

так как известны $\beta_{max\,д}$ и $\beta_{min\,д}$, и M_{10}, а $n_{1\,max}$ и $n_{1\,min}$ находим по формуле (3). Получив два значения D, принимаем бóльшее из них.

Проверку выбранной передачи проводим в обратном порядке. По формуле (4) рассчитываем значения $\mu_{2\,max}$ и $\mu_{2\,min}$, а по универсальной характеристике находим η_{max} и η_{min}. Если их значения находятся в рабочей зоне, значит выбор проведен верно, если нет, то изменением диаметра и соответствующим пересчетом получаем необходимый эффект.

Коэффициент трансформации K_0 определяем по формуле

$$K_0 = i_0 \eta_p, \tag{6}$$

где η_p — к. п. д. редуктора.

Во втором варианте, когда передача должна вписываться в габаритные размеры ранее сконструированной машины, размеры передачи определяем подбором, причем выбираем их так, чтобы при некотором расчетном моменте первичного вала передачи M_{1p}, условия работы вала были бы оптимальными. При этом расчетный момент не должен быть меньше момента вала двигателя $M_{1\,max}$. Скорость вращения ведомого вала гидро- или турбопередачи определяется как $n_2 = i_0 n_{20}$. Определив, как и в первом варианте, величину n_1, найдем активный диаметр, подставив в формулу (4) вместо M_1 значение M_{1p}. Затем по аналогии с первым вариантом определяем K_0 и K. Можно отметить, что размеры турботрансформаторов по продольной оси не превышают их диаметра. Для разных условий размеры турботрансформаторов меняются мало, так как крутящий момент на валу изменяется пропорционально пятой степени активного диаметра трансформатора.

В качестве примера рассмотрим выбор передачи для горного комбайна ЛГД-2, который работает с двигателем ЭДК4-1.

Дано: $N_{2\,max} = 96$ *квт*; $N_{2\,min} = 41$ *квт*; $n_{2\,max} = 1520$ *об/мин*; $n_{2\,min} = 750$ *об/мин*; $i_0 = 11$; $n_{20} = 1400$ *об/мин*; $M_{20} = 25$ *кгс · м*. Характеристика асинхронного двигателя ЭДК4-1: $N_{10} = 38$ *квт*; $n_{10} = 1490$ *об/мин*.

Решение. По формуле (1) находим $M_{2\,max} = 61{,}4$ *кгс · м*, $M_{2\,min} = 53{,}3$ *кгс · м*, тогда по формулам (2) и (3) $\delta_{max} = 2{,}45$; $\delta_{min} = 2{,}13$; $\varphi_{max} = 1{,}02$; $\varphi_{min} = 0{,}50$. Построив на эксплуатационной характеристике (см. рис. 1, *а*) точки A ($\delta_{max} = 2{,}45$; $\varphi_{min} = 0{,}50$) и B ($\delta_{min} = 2{,}13$; $\varphi_{max} = 1{,}02$), выберем передачу с трехступенчатым турботрансформатором. Тогда действительные значения, снятые с эксплуатационных характеристик, будут следующие: $\delta_{max\,д} = 2{,}45$; $\varphi_{min\,д} = 0{,}55$; $\delta_{min\,д} = 2{,}13$; $\varphi_{max\,д} = 0{,}65$. По кривым (см. рис. 1, *б*, *в*) определяем действительные значения: $\beta_{max\,д} = 1{,}48$; $\beta_{min\,д} = 1{,}36$; $\psi_{max\,д} = 1{,}6$; $\psi_{min\,д} = 1{,}3$. Из универсальной характеристики трехступенчатого трансформатора берем $\mu_{10} = 13$ при η_{max}. Используя характеристику электродвигателя, по формуле (1) можно найти $M_{10} = 24{,}9$ *кгс · м*, тогда $M_{max\,д} = \beta_{max\,д} M_{10} = 36{,}9$ *кгс · м*, M_{mi} $\beta_{min\,д} M_{10} = 33{,}8$ *кгс · м*, $n_{1max} = \varphi_{max\,д} n_{10} = 894$ *об/мин*.

Активный диаметр турботрансформатора (в метрах) при максимальных значениях момента и скорости вращения

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{1\max д} \cdot 10^4}{\mu_{10}\, n^2_{1m}}} = \sqrt[5]{0{,}0355} = 0{,}513,$$

при минимальных значениях

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{1\min д} \cdot 10^4}{\mu_{10}\, n^2_{1\min д}}} = \sqrt[5]{0{,}0462} = 0{,}541.$$

Принимаем $D = 541$ *мм*.

Для проверки работы выбранного турботрансформатора, определив по формуле (4) значения $\mu_{2\min} = 16{,}7$ и $\mu_{2\max} = 20{,}6$, по универсальной характеристике трехступенчатого трансформатора, найдем к. п. д. $\eta_{\max} = 79\%$; $\eta_{\min} = 70\%$. Если значения к. п. д. передачи получатся меньше 70%, то активный диаметр трансформатора необходимо увеличить.