

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

Ч. И. Жданович
М. И. Мамонов

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Учебно-методическое пособие
для специальности 1-37 01 04
«Многоцелевые гусеничные и колесные машины»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2021

УДК 629.3.02-235

ББК 39-042.2

Ж42

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного аграрного технического университета (зав. каф., канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроить*);

зам. главного конструктора по серийной технике УКЭР-1

ОАО «Минский тракторный завод»,

канд. техн. наук *В. Г. Ермалёнок*

Жданович, Ч. И.

Ж42 Выбор параметров гидрообъемных трансмиссий : учебно-методическое пособие для специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. – Минск : БНТУ, 2021. – 45 с.

ISBN 978-985-583-267-7.

Изложены параметры и режимы работы машины, которые необходимо знать при выборе гидрообъемной трансмиссии. Рассмотрен тяговый баланс и выбор мощности двигателя, обеспечивающий заданные режимы движения машины с гидрообъемной трансмиссией. Рассмотрены вопросы выбора структуры построения насосного агрегата, привода колес и гидропередачи, представлены функциональные схемы гидрообъемных трансмиссий. Рассмотрены процессы преобразования механической энергии в гидравлическую и наоборот. Рассмотрены силовые, скоростные потоки в гидропередаче и параметры функционирования гидрообъемной трансмиссией. Осуществлен выбор диапазона скоростного и силового регулирования гидрообъемной трансмиссии. Осуществлен выбор рабочего объема гидромашин. Представлен пример расчета и выбора параметров гидрообъемной трансмиссии.

Пособие может быть использовано студентами специальностей 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» и 1-37 01 03 «Тракторостроение» по курсам «Конструирование и расчет машин», «Конструирование и расчет тракторов», а также при курсовом и дипломном проектировании.

УДК 629.3.02-235

ББК 39-042.2

ISBN 978-985-583-267-7

© Жданович Ч. И., Мамонов М. И., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

ВВЕДЕНИЕ

Гидрообъемные передачи находят все более широкое применение в трансмиссиях мобильных машин. На базе данного вида передач создаются полнопоточные трансмиссии зерно- и кормоуборочных комбайнов, дорожностроительных машин, двухпоточные трансмиссии тракторов, комбинированные трансмиссии автомобилей. Гидрообъемные передачи широко используются в механизмах поворота гусеничных машин, в приводах ВОМ, для привода узлов и агрегатов специальных машин и оборудования.

Данное методическое пособие позволит студентам ознакомиться с выбором и построением структуры гидрообъемной трансмиссии, расчетом ее параметров функционирования, диапазона регулирования и рабочего объема гидромашин.

1. ПАРАМЕТРЫ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ МАШИНЫ

Для выбора параметров гидрообъемной трансмиссии необходимо знать параметры машины, ее функциональное назначение и режимы работы.

Основные параметры машины:

1. Тип движения – колесный или гусеничный.
2. Колесная формула – 4×4 , 6×6 и т. д.
3. Максимальный эксплуатационный вес машины $G_{\text{экспл макс}}$, Н.
4. Развесовка по осям – $G_{\text{п}}$, $G_{\text{з}}$, Н.
5. Скорость движения машины, км/ч (м/с):
 - рабочая $v_{\text{раб}}$;
 - максимальная $v_{\text{мах}}$.
6. Статический радиус колес $R_{\text{к}}$, м.
7. База машины L , м.
8. Ширина колеи B , м.
9. Высота центра тяжести h , м.
10. Площадь лобового сопротивления $S_{\text{л}}$, м^2 .
11. Максимальный угол уклона местности α .
12. Место (фон), на котором машине предназначено работать (стерня, поле подготовленное под посев, залежь и т. д.).
13. Требования к скорости движения, фону, уклону местности, затратам энергии на привод вала отбора мощности (ВОМ) на заданных режимах движения:
 - технологический: $v_{\text{мах}}$, α , $P_{\text{ВОМ}}$, фон;
 - рабочий: $v_{\text{мах}}$, α , $P_{\text{ВОМ}}$, фон;
 - транспортный: $v_{\text{мах}}$, α , $P_{\text{ВОМ}}$, фон.

2. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС МАШИНЫ И ВЫБОР МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Сила сопротивления движению определяется по формуле:

$$F_{\text{сопр}} = F_f \pm F_{\alpha} + F_{\text{в}} + F_{\text{кр}}, \quad (1)$$

где F_f – сила сопротивления качению движителя машины;
(+) – при движении на уклон, (–) – при движении с уклона;
 F_{α} – сила сопротивления движению по уклону с углом α ;
 $F_{\text{в}}$ – сила сопротивления воздуха;
 $F_{\text{кр}}$ – крюковое усилие.

Сила сопротивления качению определяется по формуле:

$$F_f = fG_{\text{м}} \cos \alpha, \quad (2)$$

где f – коэффициент сопротивления движению;
 $G_{\text{м}}$ – вес машины;
 α – угол уклона местности.

Сила сопротивления движению на уклон:

$$F_{\alpha} = G_{\text{м}} \sin \alpha. \quad (3)$$

Сила сопротивления воздуха:

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} S_{\text{л}} v_{\text{м}}^2, \quad (4)$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент обтекаемости машины ($0,6 \dots 0,7 \text{ Нс}^2/\text{м}^4$);
 $S_{\text{л}}$ – площадь лобового сопротивления машины, м^2 ;
 $v_{\text{м}}$ – скорость движения машины, м/с .

Крюковое усилие определяется по формуле:

$$F_{\text{кр}} = f_{\text{п}} G_{\text{пр}} + K'_{\text{п}} b_{\text{п}}, \quad (5)$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент сопротивления движению прицепа с грузом;

K'_p – удельное сопротивление орудия на единицу ширины, Н/м;

b_p – рабочая ширина орудия, м.

Если коэффициент сопротивления движению прицепа равен коэффициенту сопротивления движению машины, то крюковое усилие, создаваемое прицепом, целесообразно учитывать увеличением веса машины. Вес агрегата определяется по формуле:

$$G_{\text{агр}} = G_M + G_{\text{пр}}, \quad (6)$$

где $G_{\text{пр}}$ – вес прицепа, Н.

В расчетах вместо G_M использовать $G_{\text{агр}}$.

В общем случае требуемая заданная касательная сила тяги, создаваемая на ведущих колесах, с учетом динамики машины, определяется по формуле:

$$F_{k(\text{зад})} = F_{\text{сопр}} + \frac{\delta_i G_M}{g} \frac{dv_M}{dt}, \quad (7)$$

где δ_i – коэффициент учета вращающихся масс в продольной плоскости ($\delta = 1,15 \dots 1,2$);

$\frac{dv_M}{dt}$ – ускорение разгона машины, м/с²;

g – ускорение свободного падения (9,8 м/с²);

G_M – вес машины или агрегата, Н.

Максимальная касательная сила тяги ограничивается сцеплением ведущих колес с грунтом:

$$F_{k(\text{max})} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}}, \quad (8)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины или вес машины, приходящийся на ведущие колеса, Н;

φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления колес с грунтом (для колесных машин $\varphi_{\text{max}} \leq 0,8$, для гусеничных $\varphi_{\text{max}} \leq 1$).

Подставляя выражения (2), (3), (4) в уравнение (7), получим формулу (9) для определения заданной касательной силы тяги:

$$F_{k(\text{зад})} = G_M (f \cos \alpha + \sin \alpha) + K_w S_w v_M^2 + F_{\text{кр}} + \frac{\delta_{\text{и}} G_M}{g} \frac{dv_M}{dt} \leq G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}}. \quad (9)$$

При движении машины со скоростью менее 30 км/час сопротивлением воздуха можно пренебречь, т. к. величина силы соизмерима с коэффициентом сопротивления качению колес машины по асфальтированной дороге. Ускорение разгона выбирается, исходя из требуемых динамических характеристик машины.

Максимальная величина ускорения, ограничиваемая сцеплением колес с грунтом, определяется по выражению:

$$\frac{dv}{dt} = \left(\frac{G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}}}{G_M} - f \cos \alpha - \sin \alpha \right) - \frac{K_w S_w v_M^2}{G_M} - \frac{F_{\text{кр}}}{G_M} \frac{g}{\delta_{\text{и}}}. \quad (10)$$

Разделив заданные значения касательной силы тяги на сцепной вес машины, получим заданное значение коэффициента сцепления колес с грунтом:

$$\varphi_{\text{зад}} = \frac{F_{k(\text{зад})}}{G_{\text{сц}}}. \quad (11)$$

Величина $\varphi_{\text{зад}}$ зависит от функционального назначения машины. Для сельскохозяйственных и дорожно-строительных машин при движении со скоростью > 30 км/час и отсутствии крюкового усилия:

$$\varphi_{\text{зад}} = \frac{G_M}{G_{\text{сц}}} (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \leq \varphi_{\text{max}}. \quad (12)$$

При наличии крюкового усилия:

$$\varphi_{\text{зад}} = \frac{G_M}{G_{\text{сц}}} (f \cos \alpha \pm \sin \alpha + \varphi_{\text{кр}}) \leq \varphi_{\text{max}}. \quad (13)$$

При движении с/х машин с крюковым усилием по стерне колосовых для уменьшения потерь при буксовании принимается эксплуатационный коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом $\varphi_{\text{зад}} = \varphi_{\text{эксп}} = 0,65$. Для сельхозмашин, работающих без крюкового усилия (разбрасыватели минеральных удобрений и др.):

$$\varphi_{\text{зад}} = \frac{G_{\text{М}}}{G_{\text{сц}}} (f \cos \alpha_{\text{max}} + \sin \alpha_{\text{max}}). \quad (14)$$

К примеру, при $f = 0,1$, $\alpha_{\text{max}} = 20^\circ$, $G_{\text{М}} = G_{\text{сц}}$ (полноприводные) – $\varphi_{\text{зад}} = 0,44$.

Для объемного гидропривода необоснованный рост $\varphi_{\text{зад}}$ приводит к увеличению установочной мощности гидромашин, а значит, веса и стоимости гидropередачи.

По выбранному значению $\varphi_{\text{зад}}$, в зависимости от эксплуатационного веса машины, при заданной скорости движения определяется касательная сила тяги машины и мощность двигателя.

Мощность двигателя выбирается, исходя из требуемых тягово-динамических характеристик машины на заданных режимах движения. И в первом приближении может быть определена по формуле:

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{k(\text{зад})} v_{\text{М}(\text{зад})}}{\eta_{\text{тр}}} + P_{\text{вом}}, \quad (15)$$

где $F_{k(\text{зад})}$ – заданная касательная тяга;

$v_{\text{М}(\text{зад})}$ – заданная скорость движения машины;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$P_{\text{вом}}$ – мощность на привод ВОМ.

Данное значение касательной силы тяги определяется для придания машине таких тягово-динамических характеристик, чтобы она могла преодолеть силы сопротивления ее движению в данных условиях эксплуатации.

3. ВЫБОР СТРУКТУРЫ НАСОСНОГО АГРЕГАТА ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

В зависимости от функционального назначения машины и режимов ее работы, выбирается структура насосного агрегата.

Насосный агрегат может состоять как из одного, так и нескольких насосов. К примеру, для гусеничной машины целесообразно использовать два насоса: по одному на каждый борт. Для колесной двухосной машины может быть применен как один насос, с делителем потока по осям, так и два: на каждый мост свой насос. Такая схема целесообразна, когда один из мостов в процессе работы разгружается. При работе с ВОМ целесообразно также использование сдвоенного насоса. Вал отбора мощности, как правило, используется на технологических и рабочих режимах движения. На транспортном режиме ВОМ отключается и оба насоса подключаются на привод хода.

Это позволяет расширить скоростной диапазон работы гидропередачи, снизить рабочий объем гидронасоса, снизить вес и габариты насосного агрегата и повысить КПД гидропередачи.

Сдвоенный насос разумно использовать при параллельном подключении гидромоторов переднего левого и заднего правого колес к одному насосу, и, наоборот, переднего правого и заднего левого ко второму насосу. Это позволяет исключить необходимость установки делителей потоков, что также повышает КПД гидропередачи.

4. ВЫБОР СТРУКТУРЫ ПРИВОДА КОЛЕС И ГИДРОПЕРЕДАЧИ В ЦЕЛОМ

Выбор привода колес зависит от их способности копировать рельеф местности и тягово-сцепных качеств каждого из них в процессе движения машины. Если нагрузка на левое и правое колесо одного моста в процессе функционирования меняется значительно, к примеру, одно из них повисает в воздухе, необходимо использовать мост с механической блокировкой колес, а гидромотором осуществлять привод всего моста. Если изменения нагрузки на колеса незначительны и вероятность попадания одного из них в плохие дорожные условия мала, в таком случае используется межколесный делитель потока, а гидромоторы устанавливаются в колесах. Если в процессе функционирования один из мостов разгружается, происходит перераспределение веса между мостами (к примеру, при заборе грунта бульдозером, при работе погрузчика и т. д.); целесообразно осуществить привод каждого моста от своего насоса. Это позволит создать заблокированный межосевой привод, исключить необходимость установки межосевого делителя потока, что упростит схему привода, повысит КПД гидропередачи.

Если нагрузка на колеса стабильная, а вероятность попадания одного из них в плохие условия невелика, создается схема с одним насосом, делителем потока и гидромоторами в каждом колесе.

Если нагрузка по бортам машины, изменившись, сохраняется длительное время, при движении по склону с перегрузкой одного борта и разгрузкой второго, целесообразно использовать регулируемые гидромоторы. Их применение позволит осуществить блокировку по бортам за счет изменения рабочего объема.

На разгруженных колесах рабочий объем гидромоторов уменьшается, на нагруженных – увеличивается, тем самым обеспечивая блокировку и исключая буксование разгруженных.

Структуру гидропередачи необходимо создавать, исходя из функционального назначения машины и режимов ее работы, т. е. обеспечить высокий КПД гидропривода, снижение его веса и стоимости, сохраняя при этом ремонтпригодность, надежность и долговечность узлов и агрегатов. Структурные функциональные схемы гидрообъемных трансмиссий могут иметь различную конфигурацию. Типичные функциональные схемы трансмиссий двухосных полноприводных машин представлены на рис. 1–3.

На рис. 1, *а* представлена функциональная схема объемной гидропередачи с одним регулируемым насосом и четырьмя нерегулируемыми гидромоторами, одним межосевым делителем потока (МО ДП) и двумя межколесными делителями потока (МК ДП).

На рис. 1, *б* – схема с четырьмя регулируемыми гидромоторами. Блокировка колес осуществляется путем уменьшения рабочего объема гидромотора буксующего колеса.

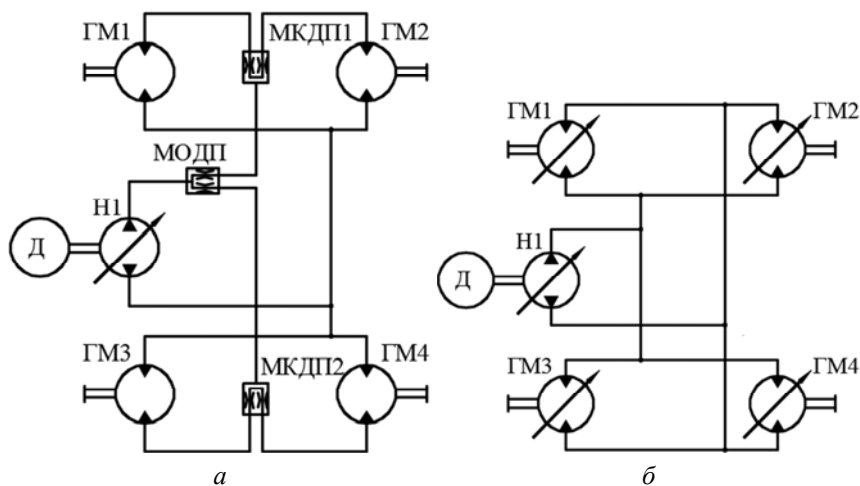


Рис. 1. Схема гидрообъемной трансмиссии с одним насосом:
а – на базе нерегулируемых гидромоторов с делителями потока;
б – на базе регулируемых гидромоторов;
Н1 – насос; *ГМ1, ГМ2, ГМ3, ГМ4* – гидромоторы;
МКДП1, МКДП2 – межколесные делители потока;
МОДП – межосевой делитель потока; *Д* – двигатель

На рис. 2, *а* – схема с двумя насосами равного рабочего объема и межколесными делителями потоков.

На рис. 2, *б* – схема с двумя гидромоторами, установленными на механических мостах.

На рис. 3 – схема при перекрестном соединении гидромоторов левого и правого бортов к одному насосу.

Каждая из выше указанных схем имеет свои преимущества и недостатки и может быть использована в качестве гидрообъемной трансмиссии. В зависимости от функционального назначения маши-

ны, может быть применена та или иная схема, однако необходимо отметить, что схема на рис. 1, б обладает наилучшими характеристиками, но использование регулируемых гидромоторов увеличивает стоимость гидропередачи. Схема на рис. 3 позволяет использовать относительно дешевые нерегулируемые гидромоторы, что значительно снижает стоимость гидропередачи. Поэтому указанная схема находит все более широкое применение в трансмиссиях современных машин с гидрообъемным приводом.

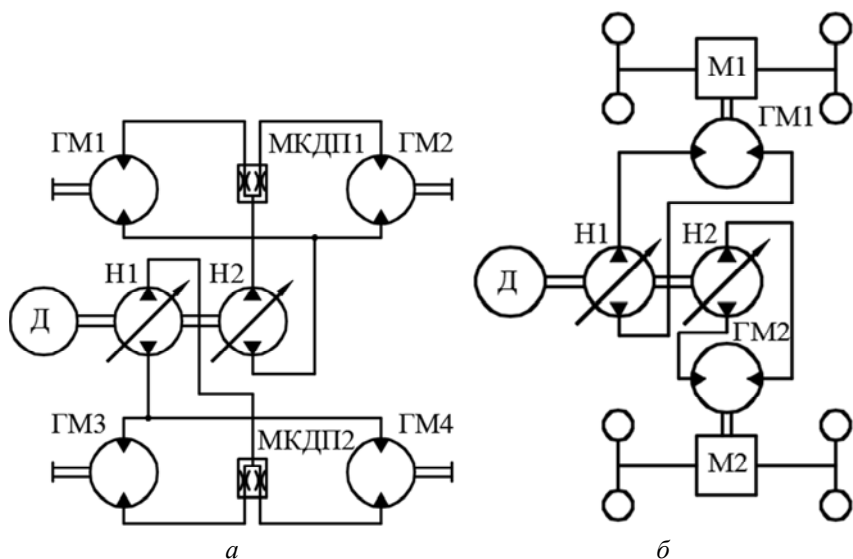


Рис. 2. Схема гидрообъемной трансмиссии с двумя насосами:
 а – гидромоторы установлены в колесах;
 б – гидромоторы установлены на мосту;
 Н1, Н2 – насосы; ГМ1, ГМ2 – гидромоторы;
 М1, М2 – мосты; Д – двигатель

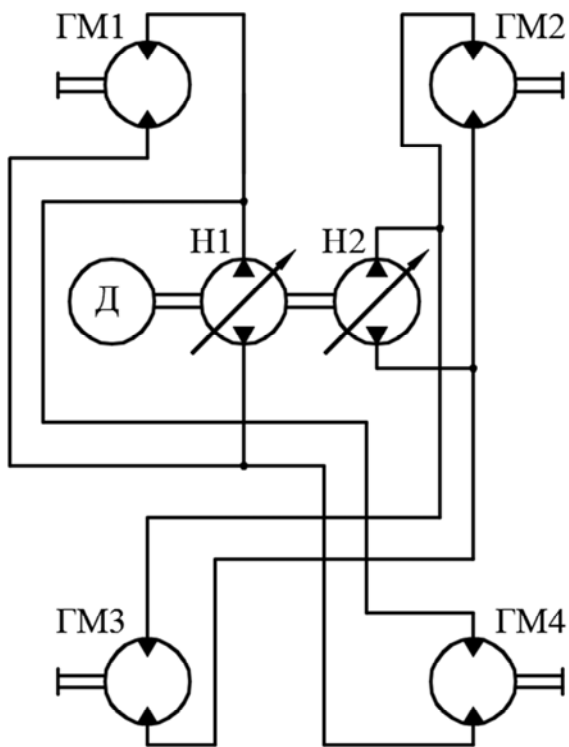


Рис. 3. Схема гидрообъемной трансмиссии с двумя насосами и перекрестным соединением нерегулируемых гидромоторов: *H1* – насос; *ГМ1*, *ГМ2*, *ГМ3*, *ГМ4* – гидромоторы; *Д* – двигатель

5. ПАРАМЕТРЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ

Гидрообъемная трансмиссия обеспечивает передачу механической энергии от приводного двигателя к движителю. Механическая энергия, подведенная к валу насоса, преобразуется в гидравлическую, после она поступает на вход гидромотора и на его валу преобразуется обратно в механическую. При параллельном подключении гидромоторов связь между ними дифференциальная. Для блокировки этой связи в гидросистеме используются делители потока дроссельного или объемного типов. Однако использование делителей потока приводит к увеличению потерь в гидросистеме и, соответственно, к снижению КПД гидропередачи. Наилучшими характеристиками обладает гидропередача, в которой каждый гидромотор приводится от отдельного насоса. Однако, это значительно усложняет и удорожает насосный агрегат. Поэтому в настоящее время все более широко в гидропередачах используются гидромоторы с изменяемым рабочим объемом.

При использовании высокомоментных низкооборотных гидромоторов колеса устанавливаются непосредственно на вал гидромотора. При использовании низкомоментных высокооборотистых гидромоторов привод колес осуществляется через редуктор, расположенный в них, либо на приводном валу главной передачи ведущего моста.

В общем случае гидрообъемная трансмиссия включает:

- редуктор привода насосов;
- насосный агрегат;
- систему подпитки, фильтрации, охлаждения и хранения рабочей жидкости;
- гидросистему передачи, деления потоков рабочей жидкости, прокачки и предохранения гидромашин от перегрузки;
- гидромоторы;
- редукторы привода колес;
- систему управления.

Редукторы привода насосов и колес могут отсутствовать. Процесс преобразования и передачи энергии в гидромашинах сопровождается объемными утечками рабочей жидкости, гидромеханическими потерями в парах трения в соединительных трубопроводах и в редукторах привода.

В гидрообъемной трансмиссии энергия передается с помощью силового и скоростного потоков [3]. Скоростной поток задается частотой вращения двигателя и передается от него к движителю. Силовой поток передается от движителя к двигателю, нагружая его крутящим моментом, и определяется сопротивлением движению машины.

Блок схема передачи и преобразования потоков в гидрообъемной трансмиссии представлена на рис. 4.

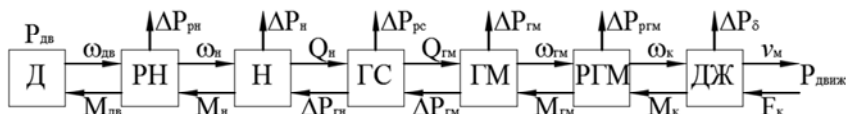


Рис. 4. Блок схема силовых потоков в гидрообъемной передаче:

Д – двигатель; *РН* – редуктор привода насоса;

Н – насос; *ГС* – гидросистема; *ГМ* – гидромотор;

РГМ – редуктор привода колес от гидромотора; *ДЖ* – движитель

Скоростной поток определяется:

$\omega_{дв}$ – угловой скоростью вращения вала двигателя;

$\omega_{н}$ – угловой скоростью вращения вала насоса;

$\omega_{гм}$ – угловой скоростью вращения вала гидромотора (гидромоторов);

$\omega_{к}$ – угловой скоростью вращения колес;

$v_{м}$ – скоростью движения машины;

$Q_{н}$ – подачей рабочей жидкости насосом;

$Q_{гм}$ – подачей рабочей жидкости потребляемой гидромотором.

Силовой поток определяется:

$M_{дв}$ – крутящим моментом на валу двигателя;

$M_{н}$ – крутящий момент на валу насоса;

$\Delta p_{н}$ – перепадом давления рабочей жидкости на насосе;

$\Delta p_{гм}$ – перепадом давления рабочей жидкости на гидромоторе;

$M_{гм}$ – крутящим моментом на валу гидромотора;

$M_{к}$ – крутящим моментом на колесах;

$F_{сопр}$ – силой сопротивления движению машины, равной касательной силе тяги $F_{к}$;

$P_{\text{движ}}$ – мощностью расходуемой на передвижение машины;

$P_{\text{дв}}$ – мощностью двигателя;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

В процессе передачи и трансформации энергии происходят потери:

$\Delta P_{\text{рн}}$ – в редукторе привода насоса;

$\Delta P_{\text{н}}$ – в насосе;

$\Delta P_{\text{гс}}$ – в гидросистеме передачи гидравлической энергии;

$\Delta P_{\text{гм}}$ – в гидромоторе;

$\Delta P_{\text{ргм}}$ – в редукторах привода колес;

$\Delta P_{\text{б}}$ – на буксование движителя.

5.1. Мощность на валу двигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}, \quad (16)$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, Вт;

$M_{\text{дв}}$ – момент на валу двигателя, Н·м;

$\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вала двигателя, рад/с.

При расчете необходимо использовать регуляторную характеристику выбранного двигателя, представленную на рис. 5. Выбор параметров гидромашин необходимо осуществлять по номинальной мощности. Крутящий момент на валу двигателя определяется по характеристике или рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}}, \quad (17)$$

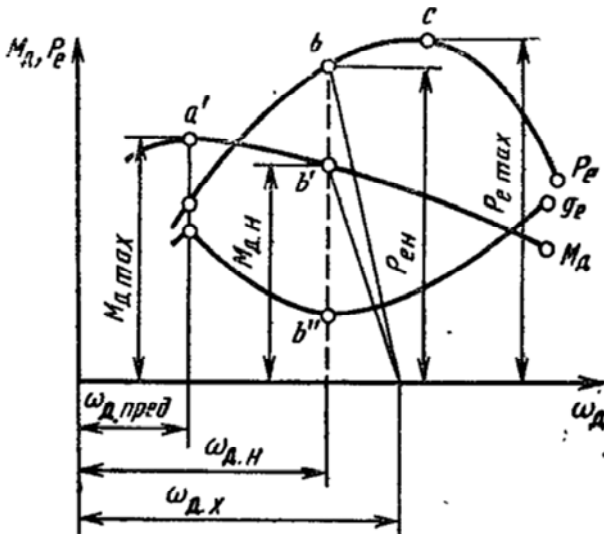
где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, взятая их характеристики.

5.2. Мощность на валу насоса определяется по формуле:

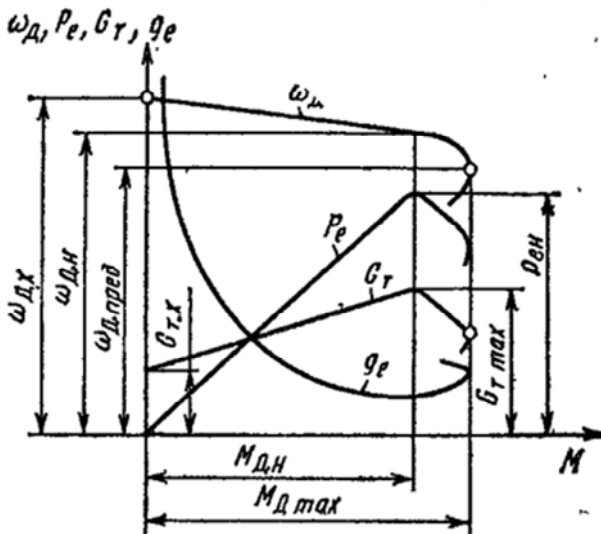
$$P_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}, \quad (18)$$

где $M_{\text{н}}$ – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

$\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вращения вала насоса, рад/с.



a



b

Рис. 5. Характеристики двигателя:

a – скоростная; б – регуляторная;

M_d – крутящий момент; P_e – мощность; ω_d – угловая скорость;

g_e – удельный расход топлива; G_t – часовой расход топлива

Момент на валу насоса:

$$M_{\text{н}} = M_{\text{дв}} i_{\text{рн}} \eta_{\text{рн}}, \quad (19)$$

где $i_{\text{рн}}$ – передаточное число редуктора привода насоса;

$\eta_{\text{рн}}$ – КПД редуктора привода насоса.

Угловая скорость вала насоса:

$$\omega_{\text{н}} = \omega_{\text{дв}} / i_{\text{рн}}. \quad (20)$$

Подставив формулы (19) и (20) в формулу (18), получим:

$$P_{\text{н}} = M_{\text{дв}} i_{\text{рм}} \eta_{\text{рм}} \frac{\omega_{\text{дв}}}{i_{\text{рм}}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}} \eta_{\text{рн}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{рн}}. \quad (21)$$

Потери мощности в редукторе насоса определяются по формуле:

$$P_{\text{рн}} = P_{\text{дв}} - P_{\text{н}} = P_{\text{дв}} (1 - \eta_{\text{рн}}). \quad (22)$$

5.3. Преобразование механической энергии на валу насоса в гидравлическую на выходе из него. Гидравлическая мощность на выходе из насоса определяется по формуле:

$$P_{\text{гн}} = Q_{\text{н}} \Delta p_{\text{н}}, \quad (23)$$

где $P_{\text{гн}}$ – мощность гидравлическая, Вт;

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с;

$\Delta p_{\text{н}}$ – перепад давления, Па.

Подача рабочей жидкости насосом определяется по формуле:

$$Q_{\text{н}} = \varepsilon_{\text{н}} V_{\text{н}} n_{\text{н}} \eta_{\text{обн}}, \quad (24)$$

где $\varepsilon_{\text{н}}$ – параметр регулирования насоса $\pm 0 \dots 1$;

$V_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса, см³;

n_n – частота вращения вала насоса, об/с;

$\eta_{обн}$ – объемный КПД насоса.

Крутящий момент на валу насоса:

$$M_n = \frac{\varepsilon_n V_n \Delta p_n}{2\pi \eta_{ГМ(н)}}, \quad (25)$$

где $\eta_{ГМ(н)}$ – гидромеханический КПД насоса.

Перепад давления определяется по формуле:

$$\Delta p_n = \frac{2M_n \eta_{ГМ(н)}}{\varepsilon_n V_n}. \quad (26)$$

Подставив в формулу (23), получим гидравлическую мощность создаваемую насосом:

$$P_{Г(н)} = P_{дв} \eta_{рн} \eta_{об(н)} \eta_{ГМ(н)}. \quad (27)$$

Полный КПД ($\eta_t = \eta_{об(н)} \eta_{ГМ(н)}$) насоса зависит от параметров функционирования насоса. Характеристика представлена на рис. 6, 7 и 8.

Максимальное давление в гидропередаче ограничивается настройкой предохранительных клапанов:

$$\Delta p_{н(max)} \leq \Delta p_{клап}. \quad (28)$$

5.4. Потери гидравлической мощности в гидросистеме $\Delta P_{Гс}$ зависят от длины гидролиний и наличия регулирующей гидрораспределительной аппаратуры.

Если длина трубопроводов не более 1...2 м, а утечки рабочей жидкости отсутствуют, то потерями по длине можно пренебречь. Поэтому при проектировочных расчетах можно принять:

$$Q_n = Q_{ГМ}, \text{ а } \Delta p_n = \Delta p_{ГМ}. \quad (29)$$

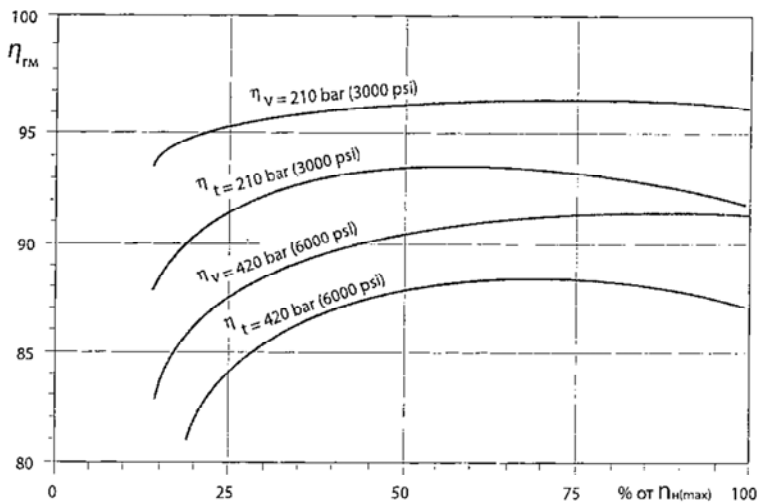


Рис. 6. Объемный и полный КПД насоса, в зависимости от относительной частоты вращения ($n_n / n_{макс}$)100 %, при давлении $\Delta p_n = 21 \text{ МПа}$ и 42 МПа
 η_v – объемный КПД; η_t – полный КПД

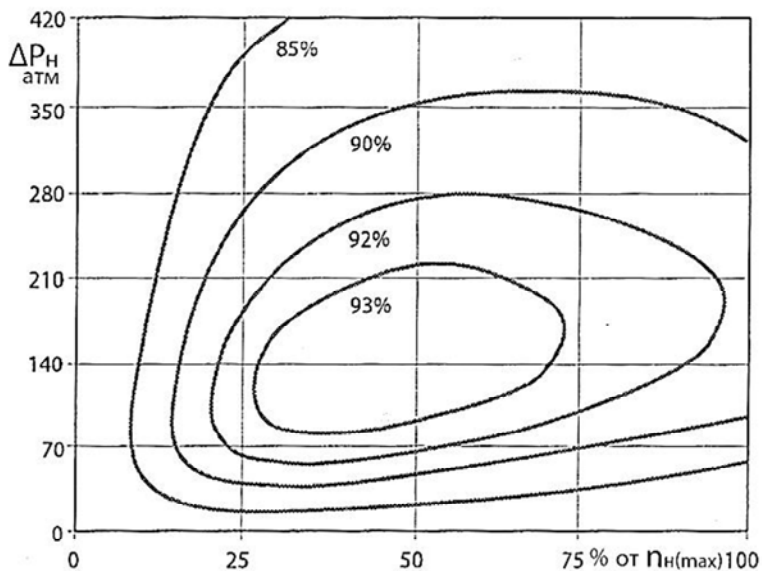


Рис. 7. Универсальная характеристика общего КПД насоса от перепада давления и относительной частоты вращения ($n_n / n_{макс}$)100 %

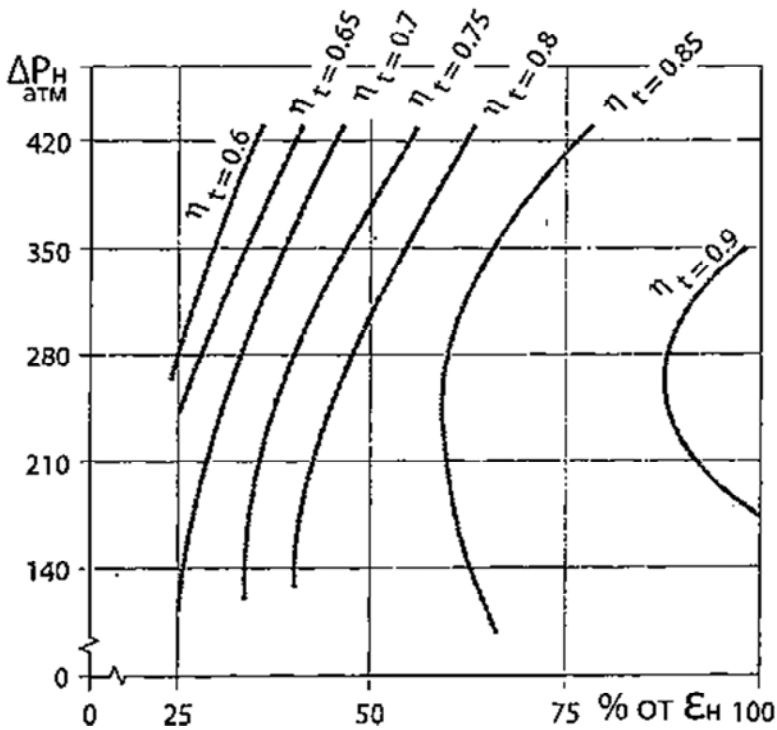


Рис. 8. Универсальная характеристика общего КПД насоса от перепада давления и параметра регулирования насоса при $2/3 n_{\max}$

5.5. Преобразование гидравлической энергии в механическую на валу гидромотора. Требуемая подача рабочей жидкости (РЖ) в гидромотор определяется по формуле:

$$Q_{\text{ГМ}} = \frac{\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об(ГМ)}}}, \quad (30)$$

где $\varepsilon_{\text{ГМ}}$ – параметр регулирования гидромотора;

$V_{\text{ГМ}}$ – рабочий объем гидромотора, $\text{см}^3/\text{об}$;

$n_{\text{ГМ}}$ – частота вращения вала гидромотора, $\text{об}/\text{с}$;

$\eta_{\text{об(ГМ)}}$ – объемный КПД гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{ГМ}}}{2\pi} \Delta p_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ}(\text{ГМ})}, \quad (31)$$

где $\eta_{\text{ГМ}(\text{ГМ})}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Давление РЖ на входе гидромотора:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi M_{\text{ГМ}}}{\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ}}}. \quad (32)$$

Частота вращения вала гидромотора:

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об}(\text{ГМ})}}{\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}}}. \quad (33)$$

Мощность на валу гидромотора определяется по формуле:

$$P_{\text{ГМ}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{рн}} \eta_{\text{об}(\text{H})} \eta_{\text{ГМ}(\text{H})} \eta_{\text{об}(\text{ГМ})} \eta_{\text{ГМ}(\text{ГМ})}. \quad (34)$$

Характеристики гидромотора представлены на рис. 9 и 10.

КПД трансмиссии на различных режимах работы определяют путем проведения над ней стендовых функциональных испытаний.

Численное значение КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ – отношение мощности на выходе из трансмиссии $P_{\text{к}}$ к мощности на входе $P_{\text{дв}}$:

$$\eta_{\text{тр}} = P_{\text{к}} / P_{\text{дв}}. \quad (35)$$

Мощность на входе в трансмиссию $P_{\text{дв}}$ – произведение крутящего момента на входном валу $M_{\text{дв}}$ и его угловой скорости $\omega_{\text{дв}}$:

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}. \quad (36)$$

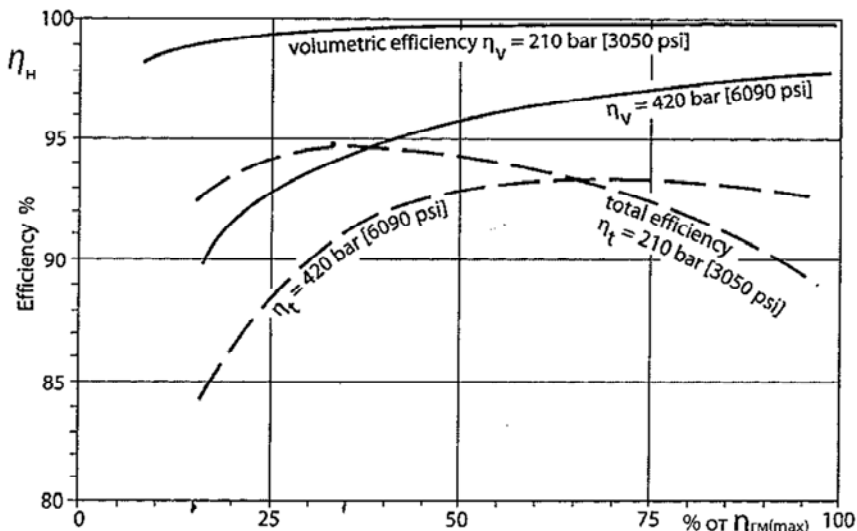


Рис. 9. Объемный и полный КПД гидромотора, в зависимости от относительной частоты вращения (n_n / n_{max})100 %, при давлении $\Delta p_n = 21 \text{ МПа}$ и 42 МПа

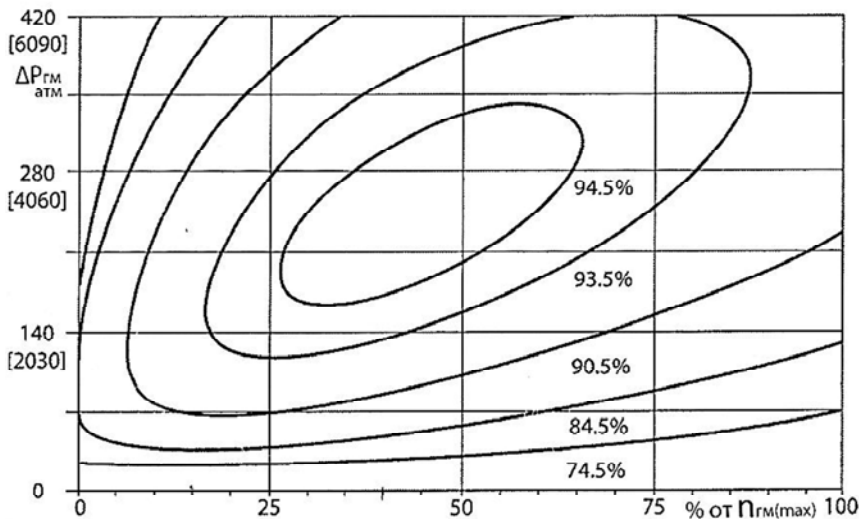


Рис. 10. Универсальная характеристика общего КПД гидромотора, в зависимости от перепада давления РЖ и относительной частоты вращения (n_n / n_{max})100 %

Крутящий момент на входном валу $M_{\text{дв}}$ измеряется непосредственно датчиком момента. Угловая скорость $\omega_{\text{дв}}$ определяется на основании измеренных датчиком оборотов $n_{\text{дв}}$ по зависимости:

$$\omega_{\text{дв}} = \pi n_{\text{дв}} / 30. \quad (37)$$

Мощность на выходе – сумма мощностей на выходе каждого элемента трансмиссии (полуосях и ВОМ):

$$P_{\text{к}} = \sum_1^n P_{\text{ки}}. \quad (38)$$

Мощности на выходе каждого элемента трансмиссии $P_{\text{ки}}$ определяется как произведение крутящего момента на нем $M_{\text{ки}}$ и его угловой скорости $\omega_{\text{ки}}$.

5.6. Крутящий момент и частота вращения колес определяются по формулам:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{гм}} i_{\text{р(гм)}} \eta_{\text{р(гм)}}, \quad (39)$$

где $i_{\text{р(гм)}}$ – передаточное число редуктора привода колес от гидромоторов;

$\eta_{\text{р(гм)}}$ – КПД редуктора привода колеса от гидромотора;

$$n_{\text{к}} = \frac{n_{\text{гм}}}{i_{\text{р(гм)}}}. \quad (40)$$

5.7. Касательная сила тяги и скорость движения машины определяются по формулам:

$$F_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{R_{\text{к}}}, \quad (41)$$

$$v_M = 2\pi R_K n_K (1 - \delta), \quad (42)$$

где R_K – радиус колеса, м;

δ – буксование колес.

Буксование ведущих колес зависит от фона, по которому осуществляется движение машины, и величины касательной силы тяги. С увеличением касательной силы тяги на ведущих колесах буксование возрастает. Кривая буксования определяется экспериментально. При проектировочных расчетах величину буксования определяют по прототипу. Установлено, что при увеличении касательной силы тяги буксование ведущих колес возрастает. Для колесных машин 4×2 и 4×4 допустимая величина буксования составляет 16 % и 14 % соответственно, а для гусеничных – 3 %.

Обобщенные зависимости коэффициентов сцепления от коэффициентов буксования представлены на рис. 11, коэффициент сопротивления качению вездеходных машин – в табл. 1, коэффициенты сцепления тракторов – в табл. 2.

Максимальная касательная сила тяги определяется по формуле (8).

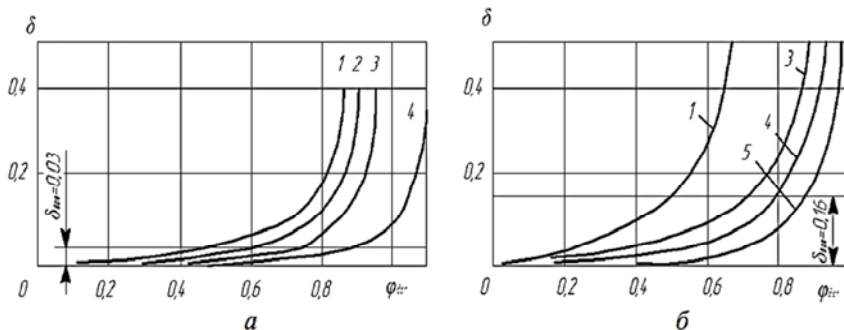


Рис. 11. Обобщенные зависимости коэффициента сцепления от коэффициента буксования:

a – гусеничные тракторы; b – колесные тракторы;

1 – почва, подготовленная под посев; 2 – пар; 3 – стерня;

4 – залежь; 5 – асфальт, бетон

Таблица 1

**Коэффициенты сопротивления качению
вездеходных машин**

| Дорожные условия | Колесный движитель при давлении воздуха в шине | | Гусеничный двигатель |
|---|---|-------------|-------------------------|
| | нормальном | сниженном | |
| Автомобильная дорога: – I категории; | 0,012–0,02 | 0,03–0,04 | 0,035–0,045 |
| – II и III категории | 0,015–0,025 | 0,03–0,04 | 0,04–0,05 |
| Ровное бульжное шоссе | 0,02–0,03 | 0,035–0,045 | 0,045–0,055 |
| Разбитая бульжная дорога | 0,03–0,05 | 0,04–0,06 | 0,05–0,06 |
| Грунтовая дорога: – профилированная сухая; | 0,025–0,03 | 0,04–0,05 | 0,06–0,08 |
| – разбитая; | 0,06–0,08 | 0,05–0,075 | 0,065–0,07 |
| – в период распутицы | 0,15–0,25 | 0,08–0,15 | 0,1–0,15 |
| Сухой песчаный грунт | 0,02–0,03 | 0,1–0,15 | 0,1–0,2 |
| Укатанная заснеженная дорога | 0,025–0,035 | 0,045–0,06 | 0,06–0,08 |
| Снежная целина | 0,25–0,35 | 0,18–0,25 | 0,15–0,2 |
| Заболоченная местность | 0,5–0,65 | 0,3–0,45 | 0,2–0,3 |

Таблица 2

Коэффициенты сцепления тракторов

| Поверхность пути | Колесные тракторы | | | Гусеничные тракторы | | |
|---|-------------------|------------------|------------------------|---------------------|------------------|------------------------|
| | f | φ_{\max} | $\varphi_{\text{доп}}$ | f | φ_{\max} | $\varphi_{\text{доп}}$ |
| Грунтовая сухая дорога | 0,03–0,05 | 0,7–0,9 | 0,65–0,8 | 0,05–0,08 | 0,9–1,1 | 0,75–0,85 |
| Целина, плотная залежь | 0,05–0,07 | 0,7–0,9 | 0,65–0,8 | 0,06–0,08 | 1,0–1,2 | 0,85–0,95 |
| Залежь (двух- трехлетняя, скошенный луг) | 0,06–0,08 | 0,6–0,8 | 0,55–0,75 | 0,06–0,08 | 0,9–1,1 | 0,75–0,85 |
| Стерня колосовых | 0,08–0,10 | 0,6–0,85 | 0,65–0,8 | 0,06–0,12 | 0,8–1,0 | 0,75–0,85 |
| Поле, подготовленное под посев | 0,16–0,18 | 0,4–0,6 | 0,35–0,55 | 0,09–0,15 | 0,6–0,7 | 0,55–0,65 |
| Болото-торфяная целина, осушенная | – | – | – | 0,11–0,20 | 0,8–1,0 | 0,75–0,85 |
| Укатанная снежная дорога | 0,03–0,04 | 0,3–0,4 | 0,3–0,35 | 0,06–0,09 | 0,5–0,7 | 0,55–0,65 |

Примечание. φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления, реализуемый движителем по условиям взаимодействия его с грунтом (дорогой); $\varphi_{\text{доп}}$ – коэффициент сцепления, допускаемый по условиям буксования и агротехническим требованиям.

6. ВЫБОР ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ

Диапазон скоростного регулирования трансмиссии определяется отношением:

$$D_{\text{скор}} = \frac{v_{\text{M(max)}}}{v_{\text{M(min)}}}, \quad (43)$$

где $v_{\text{M(max)}}$ – максимальная заданная скорость движения машины;

$v_{\text{M(min)}}$ – минимальная скорость движения машины.

Гидрообъемная трансмиссия дает возможность изменять скорость движения машины с нуля до максимального значения, т. е. обеспечивает бесконечно большой скоростной диапазон регулирования. Однако на малых скоростях движения объемная гидropередача имеет относительно низкий КПД. Поэтому скоростной диапазон ограничивается минимальной скоростью движения необходимой для выполнения технологического процесса, т. е. $v_{\text{M(min)}}$.

При постоянной мощности двигателя с увеличением скорости движения машины касательная сила тяги уменьшается. При заданной максимальной скорости движения касательная сила тяги имеет минимальное значение и ограничивается мощностью двигателя, затрачиваемой на привод хода. Мощность, затрачиваемая на ход машины, меньше мощности двигателя на величину потерь в трансмиссии, движителе и на буксование колес.

Мощность, затрачиваемая на ход, определяется по формуле:

$$P_{\text{ход}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{движ}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{спр}}, \quad (44)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$\eta_{\text{движ}}$ – КПД движителя (для колесного движителя можно принять $\eta_{\text{движ}} = 1$);

$\eta_{\text{б}}$ – затраты мощности на буксование колес;

$\eta_{\text{спр}}$ – затраты мощности на образования колеи.

Минимальная касательная сила тяги машины определяется по формуле:

$$F_{k(\min)} = \frac{P_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{движ}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{спр}}}{v_{\text{м}(\max)}}. \quad (45)$$

При снижении скорости движения с постоянной мощностью двигателя касательная сила тяги возрастает, однако ее величина ограничивается сцеплением колес с грунтом:

$$F_{k(\min)} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}}, \quad (46)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес (вес машины, приходящийся на ведущие колеса);

φ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления колес с грунтом.

В гидрообъемной трансмиссии максимальная величина $F_{k(\max)}$ ограничивается настройкой предохранительного клапана, т. е. вместо φ_{max} может быть $\varphi_{\text{зад}}$ ($\varphi_{\text{зад}} \leq \varphi_{\text{max}}$).

Диапазон силового регулирования определяется по формуле:

$$D_{\text{сил}} = \frac{F_{k(\max)}}{F_{k(\min)}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi_{\text{зад}} v_{\text{м}(\max)}}{P_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{движ}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{спр}}}. \quad (47)$$

В гидрообъемной трансмиссии диапазон силового регулирования обеспечивается изменением давления РЖ и рабочим объемом гидромоторов. При постоянной мощности двигателя давление РЖ в гидropередаче зависит от величины подачи РЖ, которая в свою очередь зависит от параметра регулирования насоса. Диапазон силового регулирования насоса по давлению РЖ определяется по формуле:

$$D_{\text{с(н)}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{н}(p(\max))}}, \quad (48)$$

где $\varepsilon_{\text{н}(p(\max))}$ – параметр регулирования насоса при максимальном давлении РЖ в гидropередаче Δp_{max} .

Силовой диапазон регулирования гидромотора:

$$D_{c(\text{ГМ})} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{ГМ}(\text{min})}}, \quad (49)$$

где $\varepsilon_{\text{ГМ}(\text{min})}$ – параметр регулирования гидромотора (т. е. $\varepsilon_{\text{ГМ}}$, при котором $V_{\text{ГМ}(\text{min})}$).

Тогда силовой диапазон регулирования гидропередачи определяется по выражению:

$$D_{c(\text{ГП})} = D_{c(\text{Н})} D_{c(\text{ГМ})} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{Н}(p(\text{max}))} \varepsilon_{\text{ГМ}(\text{min})}}. \quad (50)$$

Анализ характеристик гидромашин показывает, что наибольшее значение КПД они имеют при номинальных параметрах функционирования и максимальном рабочем объеме.

Величина номинальных параметров зависит от типа гидромашин и качества их изготовления. Диапазон регулирования гидромоторов должен быть < 2 , а диапазон регулирования насоса – < 3 .

Для многоосных машин регулирование рабочего объема гидромоторов может осуществляться путем отключения нескольких из них на повышенных скоростях. Такая схема позволяет получить высокое значение КПД гидромоторов при относительно большом диапазоне регулирования – ≥ 3 .

Однако при этом необходимо увеличивать установочную мощность гидромоторов, т. к. оставшиеся должны обеспечить передачу всей мощности двигателя.

Выбор структурной схемы передачи зависит от требуемого силового диапазона регулирования и разбивки его на $D_{c(\text{Н})}$ и $D_{c(\text{ГМ})}$.

7. ВЫБОР РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИН

При максимальной заданной скорости движения машины определяем максимальную частоту вращения ведущих колес:

$$n_{к(max)} = \frac{V_{м(max)}}{2\pi R_{к}(1-\delta)}. \quad (51)$$

Определяем максимальный крутящий момент на ведущих колесах:

$$M_{к(max)} = F_{к(max)}R_{к} = G_{сц}\varphi_{зад}R_{к}. \quad (52)$$

По полученным параметрам $n_{к(max)}$ и $M_{к(max)}$ выбираем гидромоторы в зависимости от структурной схемы гидропередачи и количества ведущих колес.

При установке гидромоторов в колеса могут быть применены высокомоментные низкооборотные радиально-поршневые, кривчатые или героторные гидромашины, на вал которых устанавливается колесо. Также могут быть выбраны низкомоментные высокооборотные аксиально-поршневые гидромоторы с блоком или наклонным диском, установленным на колесный редуктор, монтируемый в колесе, или на главную передачу моста.

Передаточное число колесного редуктора определяется по выражению:

$$i_{ргм} = \frac{n_{гм(max)}}{n_{к(max)}}, \quad (53)$$

где $n_{гм(max)}$ – максимальная частота вращения вала гидромотора, обеспечивающего привод колеса (выбирается по характеристикам существующих серийно изготавливаемых гидромоторов).

Максимальный крутящий момент на валах гидромоторов определяется по формуле:

$$M_{гм(max)} = \frac{M_{к(max)}}{N_{г}i_{ргм}\eta_{ргм}} = \frac{G_{сц}\varphi_{зад}R_{к}}{N_{г}i_{ргм}\eta_{ргм}}, \quad (54)$$

где N_{Γ} – количество гидромоторов;

$i_{\text{ргм}}$ – передаточное число колесного редуктора;

$\eta_{\text{ргм}}$ – КПД колесного редуктора.

Крутящий момент на валу гидромотора, создаваемый давлением рабочей жидкости (РЖ), определяется по формуле (31). Максимальный крутящий момент на валу гидромотора имеет место при максимальном рабочем объеме гидромотора, когда $\varepsilon_{\text{ГМ}} = 1$, и максимальном перепаде давления Δp_{max} на входе и выходе гидромотора. Приравнивая выражения (31) и (54), получим расчетный максимальный рабочий объем гидромотора:

$$V_{\text{ГМ(расч)}} = \frac{2\pi G_{\text{сц}} \Phi_{\text{задн}} R_{\text{к}}}{N_{\Gamma} i_{\text{ргм}} \eta_{\text{ргм}} \Delta p_{\text{max}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}}}. \quad (55)$$

Выбираем максимальный перепад давления рабочей жидкости в гидropередаче. Величина давления зависит от типа выбранных гидромашин и составляет:

- для аксиально-поршневых 35–42 МПа;
- для радиально-поршневых, кривчатых 40–45 МПа (50 МПа);
- для героторных 25–30 МПа.

По полученному значению $V_{\text{ГМ(расч)}}$ из числа серийно изготавливаемых гидромашин выбираем гидромоторы с рабочим объемом не менее расчетного, т. е. $V_{\text{ГМ}} \geq V_{\text{ГМ(расч)}}$.

Если рабочий объем гидромотора больше $V_{\text{ГМ(расч)}}$, то давление РЖ в гидросистеме будет меньше выбранного максимального и составит:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \Delta p_{\text{max}} \frac{V_{\text{ГМ(расч)}}}{V_{\text{ГМ}}}. \quad (56)$$

При максимальной скорости движения машины рабочий объем гидромоторов уменьшается на величину выбранного диапазона си-

лового регулирования гидромоторов $D_{с(гм)}$, а рабочий объем насоса увеличивается до максимальной подачи.

При этом давление рабочей жидкости в гидросистеме снижается на величину диапазона силового регулирования насоса:

$$\Delta p = \frac{\Delta p_{\max}}{D_{с(н)}}. \quad (57)$$

Максимальная подача рабочей жидкости определяется по выражению (23), а при установке насоса на редукторе по формуле:

$$Q_{н} = \frac{V_{н} n_{н} \eta_{\text{обн}}}{i_{рн}}. \quad (58)$$

Подача рабочей жидкости, потребляемая гидромоторами гидрообъемной трансмиссии, определяется по формуле:

$$Q_{гм(\text{потр})} = \frac{N_{г} V_{гм}}{D_{с(гм)}} \frac{v_{м(\max)} i_{ргм}}{2\pi R_{к} (1-\delta) \eta_{\text{обгм}}}. \quad (59)$$

Принимаем, что утечки в гидросистеме передачи энергии от насоса к гидромоторам отсутствуют, т. е. $Q_{н} = Q_{гм(\text{потр})}$.

Приравниваем (58) и (59) и делаем соответствующие преобразования. Получаем выражение для определения расчетного значения рабочего объема насоса:

$$V_{н(\text{расч})} = \frac{N_{г} V_{гм} i_{ргм} i_{рн} v_{м(\max)}}{D_{с(гм)} 2\pi R_{к} \eta_{\text{обн}} \eta_{\text{обгм}} n_{дв} (1-\delta)}. \quad (60)$$

По полученному значению $V_{н(\text{расч})}$ выбираем ближайший рабочий объем из числа серийно изготавливаемых насосов.

По результатам проведенных расчетов определяем основные параметры гидрообъемной трансмиссии:

– мощность двигателя $P_{дв}$;

- рабочий объем гидромашин и их количество $V_{\text{H}}, V_{\text{ГМ}}, N_{\text{H}}, N_{\text{ГМ}}$;
- максимальный перепад давления РЖ в гидропередаче Δp_{max} ;
- диапазон силового регулирования $D_{\text{с}} = D_{\text{с(н)}} D_{\text{с(ГМ)}}$;
- максимальная подача рабочей жидкости в силовом контуре гидропередачи Q_{max} ;
- максимальная частота вращения гидромашин $n_{\text{H}}, n_{\text{ГМ}}$.

8. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ (ПРИМЕР РАСЧЕТА)

8.1. Основные параметры машины приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Характеристика | Значение |
|---|---|
| Тип движителя | колесный |
| Колесная формула | 4×4 |
| Эксплуатационный вес, кН | 32 |
| Развесовка по осям, % | 50×50 |
| Скорость движения, км/ч (м/с): – рабочая номинальная; – максимальная | 20 (5,55) 40 (11,1) |
| Статический радиус колес, м | 0,562 |
| Максимальный угол уклона, град. | 20 |
| Фон | – стерня; – поле подготовленное; – поле под посев |
| Основной рабочий режим: – скорость движения, км/ч (м/с); – фон; – уклон, град.; – мощность ВОМ, кВт | 20 (5,33) стерня 4 5 |

8.2. Определяем величину касательной силы тяги, обеспечивающую движение машины на основном рабочем режиме при установленном режиме, по формуле (7), при $f = 0,1$; $\lambda = 4^\circ$; $F_{кр} = 0$; $G_M = 32$ кН; $v_M = 20$ км/ч; $dv_M/dt = 0$. Силой F_B пренебрегаем, так как v_M незначительна:

$$F_k = (0,1 \cos 4^\circ + \sin 4^\circ) 32\ 000 = 5432 \text{ Н.}$$

8.3. Определяем мощность двигателя, обеспечивающего движение машины на основном рабочем режиме, при $v_M = 20$ км/ч, КПД трансмиссии равном 0,8, мощности на привод ВОМ – 5 кВт:

$$P_{\text{дв(расч)}} = 5432 \cdot 5,55 / 0,8 + 5000 = 42,685 = 43 \text{ кВт.}$$

Выбираем для привода машины двигатель CDW 2204, мощностью 46 кВт при номинальной частоте вращения 3000 об/мин.

8.4. Определяем заданный максимальный коэффициент сцепления колес из условия обеспечения движения машины в заданных тяжелых условиях (поле, подготовленное под посев $f = 0,14$, уклон местности 20°) по формуле (12):

$$\varphi_{\text{задн}} = (0,14 \cdot \cos 20^\circ + \sin 20^\circ) = 0,47.$$

8.5. Определяем максимальную касательную силу тяги по формуле (8):

$$F_{\text{к(max)}} = 32\,000 \cdot 0,47 = 15\,040 \text{ Н.}$$

8.6. Определяем минимальную касательную силу тяги, ограниченную мощностью двигателя, при $v_M = 40$ км/ч. По формуле (42):

$$F_{\text{к(min)}} = \frac{(46\,000 - 5000) \cdot 0,8 \cdot 0,98}{11,1} = 2896 \text{ Н.}$$

8.7. Определяем диапазон силового регулирования трансмиссии по формуле (48). Проводим разбивку силового диапазона на две части: регулирование насоса $D_{\text{с(н)}}$ и регулирования мотора $D_{\text{с(гм)}}$.

$$D_c = 15\,040 / 2896 = 5,2.$$

Для определения диапазона силового регулирования гидромотора выбираем его тип. Используем радиально-поршневые высокомоментные низкооборотные гидромоторы, обеспечивающие два диапазона работы с полным и половинным рабочим объемами соответственно. Они допускают силовой диапазон регулирования $D_{\text{с(гм)}} = 2$, что позволит обеспечить 3 ступени работы:

1 ступень. Все гидромоторы имеют максимальный рабочий объем, тогда суммарный рабочий объем равен $4V_{\text{гм(max)}}$ и $D_{\text{с(гм)}} = 1$.

2 ступень. Два гидромотора имеют половинный рабочий обмен, а два – полный, тогда суммарный рабочий объем равен $3V_{\text{ГМ(max)}}$ и $D_{\text{с(ГМ)}} = 1,5$.

3 ступень. Все гидромоторы имеют половинный рабочий объем, тогда суммарный рабочий объем равен - $2V_{\text{ГМ(max)}}$ и $D_{\text{с(ГМ)}} = 2$.

Силовой диапазон регулирования насоса составит $D_{\text{с(н)}} = 5,2 / 2 = 2,6$, т. е. при параметре регулирования насоса $\varepsilon_{\text{н}} < 0,38$ давление в гидropередаче ограничивается Δp_{max} .

Принимаем максимальный перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{ГМ}} = 48$ кПа, что обеспечивает, при $D_{\text{с(н)}} = 2,6$, изменение давления в гидромоторе от 42 МПа до 16 МПа, при изменении параметра регулирования насоса $\varepsilon_{\text{н}} = 0,38 \dots 1$.

При параметре $\varepsilon_{\text{н}} < 0,38$ максимальное давление в гидромоторе ограничивается предохранительным клапаном или системой управления подачей насоса (в зависимости от выбранной системы управления).

8.8. Выбор гидромотора. Определяем рабочий объем гидромотора по формуле (55):

$$V_{\text{н(расч)}} = \frac{2\pi \cdot 32\,000 \cdot 0,47 \cdot 0,562}{4 \cdot 42 \cdot 0,95} = 332 \text{ см}^3/\text{об.}$$

Находим (по каталогу POCLAIN HYDRAULICS THE HYDROSTATIC TRANSMISSION OR POWER.61900 – Brno, Cheska Republika) двухдиапазонный гидромотор MSE02-1 с рабочим объемом 364/182 см³/об, мощностью 22/16,5 кВт, максимальной частотой вращения 228/250 об/мин.

При установке указанного гидромотора максимальное давление в гидropередаче можно понизить до:

$$\Delta p_{\text{max}} = 42 \cdot \frac{332}{364} = 38,3 \text{ МПа.}$$

8.9. Выбор насоса. Определяем рабочий объем насоса по формуле (60):

$$V_{н(расч)} = \frac{4 \cdot 364 \cdot 11 \cdot 1}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,562 \cdot 0,95 \cdot 50 \cdot 0,98} = 49,1 \text{ см}^3/\text{об.}$$

В качестве насоса выбираем (по каталогу Linde AG Werksgruppe Flusfordeszeuge und Hydraulik SchweinheierSts.34: D-63743 Aschaffenburg) гидромашину HPV-55, регулируемую, реверсивную по потоку с рабочим объемом 55 см³/об, максимальной частотой вращения 3500 об/мин, максимальным давлением 40 МПа (могут быть применены гидромашин и других типов).

8.10. На основании проведенных расчетов были выбраны основные параметры гидрообъемной трансмиссии и разработана гидравлическая схема трансмиссии. Гидравлическая функциональная схема трансмиссии представлена на рис. 12, параметры трансмиссии в табл. 4.

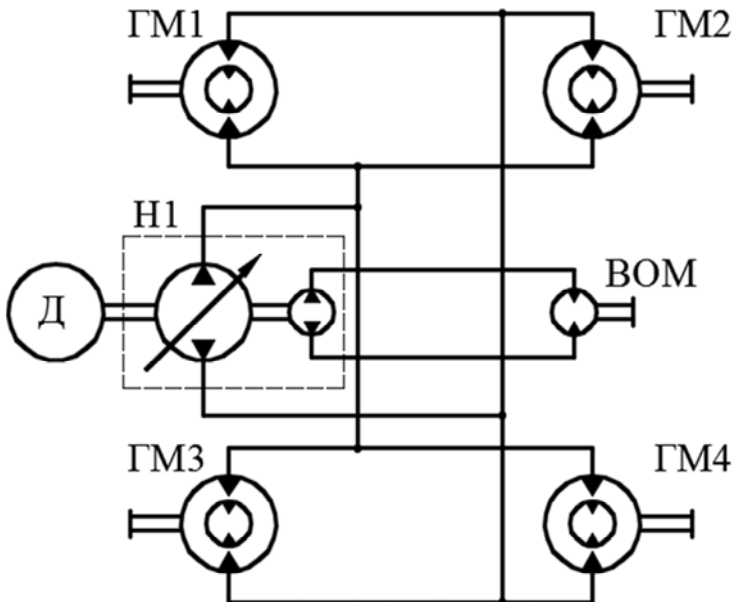


Рис. 12. Гидрообъемная трансмиссия

Параметры гидрообъемной трансмиссии

| Наименование параметра | Значение |
|--|--------------------|
| Мощность двигателя, кВт | 46 |
| Частота вращения двигателя номинальная, об/мин | 3000 |
| Насос тандемный SPV-53+НШ10: – рабочий объем насоса хода $V_{н(расч)}$, см ³ /об – рабочий объем насоса ВОМ, см ³ /об | 54,5 10 |
| Четыре гидромотора двухдиапазонных MSE-02-1 с рабочим объемом $V_{гм(max)}$, см ³ /об | 364/182 |
| Максимальный перепад давления на гидромашинах хода, МПа | 40 |
| Силовой диапазон регулирования, D_c | 5,2 |
| Диапазоны работы машины с максимальной скоростью движения, км/ч: – I диапазон; – II диапазон; – III диапазон | 20 30 40 |

В приложении представлены краткие технические характеристики регулируемых насосов типа A4VG, A4VSG, нерегулируемых гидромоторов типа A2FM, A2FE, A6VM, A6VE, радиально-поршневых многоходовых гидромоторов типа MCR производства фирмы MANNESMANREXPOTH (Германия, см. каталог Produktkatalog Axialkolbenmaschinen brue-ninghausHydromatik RD 90700/07.99 MANNESMANREXPOTH.), используемых в гидрообъемных трансмиссиях мобильных машин.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Атаманов, Ю. С, Тракторы : Теория : учебник / А. С. Атаманов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.: ил.
2. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – М. : Машгиз, 1959. – 312 с.
3. Дрекслер, П. Проектирование и сооружение гидроустановок : учебный курс по гидравлике / П. Дрекслер [и др.]. – пор на Майне : Маннесманн Рексрот, 1988. – Т. 3. – 376 с.

Приложение

Технические характеристики гидромашин

Регулируемые насосы типа A4VSG:

- номинальное давление: 350 бар;
- максимальное давление: 400 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|------|
| | | | 40 | 71 | 125 | 180 | 250 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 40 | 71 | 125 | 180 | 250 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 3700 | 3200 | 2600 | 2400 | 2200 |
| Объемн. расход при n_{max} | $q_v(max)$ | л/мин | 148 | 227 | 325 | 432 | 550 |
| Мощность ($\Delta p = 350$ бар) | P_{max} | кВт | 86 | 132 | 190 | 252 | 321 |
| Крут. момент ($\Delta p = 350$ бар) | T_{max} | Н·м | 223 | 396 | 695 | 1002 | 1391 |
| Масса (примерно) ЕО + блок клапанов | m | кг | 47 | 60 | 100 | 102 | 214 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|
| | | | 355 | 500 | 750 | 1000 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 355 | 500 | 750 | 1000 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 2000 | 1800 | 1600 | 1600 |
| Объемн. расход при n_{max} | $q_v(max)$ | л/мин | 710 | 900 | 1200 | 1600 |
| Мощность ($\Delta p = 350$ бар) | P_{max} | кВт | 414 | 525 | 699 | 933 |
| Крут. момент ($\Delta p = 350$ бар) | T_{max} | Н·м | 1975 | 2783 | 4173 | 5565 |
| Масса (примерно) ЕО + блок клапанов | m | кг | 207 | 350 | 460 | 530 |

Регулируемые насосы типа A4VG:

- номинальное давление: 400 бар;
- максимальное давление: 450 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|
| | | | 28 | 40 | 56 | 71 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 28 | 40 | 56 | 71 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 4250 | 4000 | 3600 | 3300 |
| Объемн. расход при n_{max} | $q_v(max)$ | л/мин | 119 | 160 | 202 | 234 |
| Мощность ($\Delta p = 400$ бар) | P_{max} | кВт | 79 | 107 | 134 | 156 |
| Крут. момент ($\Delta p = 400$ бар) | T_{max} | Н·м | 178 | 255 | 356 | 451 |
| Масса (примерно) | m | кг | 29 | 31 | 38 | 50 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|
| | | | 90 | 125 | 180 | 250 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 90 | 125 | 180 | 250 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 3050 | 2850 | 2500 | 2400 |
| Объемн. расход при n_{max} | $q_{v(max)}$ | л/мин | 175 | 356 | 450 | 600 |
| Мощность ($\Delta p = 400$ бар) | P_{max} | кВт | 183 | 237 | 300 | 400 |
| Крут. момент ($\Delta p = 400$ бар) | T_{max} | Н·м | 572 | 795 | 1144 | 1590 |
| Масса (примерно) | m | кг | 60 | 80 | 101 | 156 |

Нерегулируемые гидромоторы типа A2FM, A2FE:

– номинальное давление: типоразмер 5: 315 бар; типоразмеры от 10 до 200: 400 бар; типоразмеры от 250 до 1000: 350 бар;

– максимальное давление: типоразмер 5: 350 бар; типоразмеры от 10 до 200: 450 бар; типоразмеры от 250 до 1000: 400 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|
| | | | 5 | 10 | 12 | 16 | 23 | 28 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 4,93 | 10,3 | 12,0 | 16,0 | 22,9 | 28,1 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 10000 | 8000 | 8000 | 8000 | 6300 | 6300 |
| Потребляемый расход | $q_{v(max)}$ | л/мин | 49 | 82 | 96 | 128 | 144 | 176 |
| Мощность ($\Delta p = 400$ бар) | P_{max} | кВт | 26 | 55 | 64 | 85 | 96 | 118 |
| Крут. момент ($\Delta p = 400$ бар) | T_{max} | Н·м | 25 | 65 | 76 | 100 | 144 | 178 |
| Масса (примерно) | m | кг | 2,5 | 5,4 | 5,4 | 5,4 | 9,5 | 9,5 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|
| | | | 32 | 45 | 56 | 63 | 80 | 90 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 32 | 45,6 | 56,1 | 63 | 80,4 | 90 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 6300 | 5600 | 5000 | 5000 | 4500 | 4500 |
| Потребляемый расход | $q_{v(max)}$ | л/мин | 201 | 255 | 280 | 315 | 360 | 405 |
| Мощность ($\Delta p = 400$ бар) | P_{max} | кВт | 134 | 170 | 187 | 210 | 241 | 270 |
| Крут. момент ($\Delta p = 400$ бар) | T_{max} | Н·м | 204 | 290 | 356 | 400 | 508 | 572 |
| Масса (примерно) | m | кг | 9,5 | 13,5 | 18 | 18 | 23 | 23 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|-------|------|------|------|
| | | | 107 | 125 | 160 | 280 | 200 | 250 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 106,7 | 125 | 160,4 | 180 | 200 | 250 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 4000 | 4000 | 3600 | 3600 | 2750 | 2500 |
| Потребляемый расход | $q_{v(max)}$ | л/мин | 427 | 500 | 577 | 648 | 550 | 625 |
| Мощность ($\Delta p = 400$ бар) | P_{max} | кВт | 285 | 333 | 385 | 432 | 367 | 365 |
| Крут. момент ($\Delta p = 400$ бар) | T_{max} | Н·м | 680 | 796 | 1016 | 1144 | 1272 | 1391 |
| Масса (примерно) | m | кг | 32 | 32 | 45 | 45 | 66 | 73 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|--------------------------------------|--------------|-------------------|------------|------|------|------|
| | | | 355 | 500 | 710 | 1000 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 355 | 500 | 710 | 1000 |
| Число оборотов | n_{max} | мин ⁻¹ | 2240 | 2000 | 1600 | 1600 |
| Потребляемый расход | $q_{v(max)}$ | л/мин | 795 | 1000 | 1136 | 1600 |
| Мощность ($\Delta p = 350$ бар) | P_{max} | кВт | 464 | 583 | 663 | 933 |
| Крут. момент ($\Delta p = 350$ бар) | T_{max} | Н·м | 1979 | 2785 | 3955 | 5570 |
| Масса (примерно) | m | кг | 110 | 185 | 322 | 336 |

Регулируемые гидромоторы типа А6VM, А6VE:

- серия 6, открытый и закрытый контур;
- номинальное давление: типоразмеры от 28 до 200: 400 бар; типоразмеры от 250 до 1000: 350 бар;
- максимальное давление: типоразмеры от 28 до 200: 450 бар; типоразмеры от 250 до 1000: 400 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | |
|----------------------------|------------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|
| | | | 28 | 55 | 80 | 107 | 140 | 160 |
| Рабочий объем | $V_{g(max)}$ | см ³ | 28,1 | 54,8 | 80 | 107 | 140 | 160 |
| | V_{g0} | см ³ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Число оборотов | при $V_{g(max)}$ | мин ⁻¹ | 5550 | 4450 | 3900 | 3550 | 3250 | 3100 |
| | при V_{g0} | мин ⁻¹ | 10450 | 8350 | 7350 | 6300 | 5750 | 5500 |
| Потр. расход при n_{max} | $q_{v(max)}$ | л/мин | 156 | 244 | 312 | 380 | 455 | 496 |
| Мощность | P_{max} | кВт | 103 | 162 | 208 | 252 | 303 | 330 |
| Крут. момент | T_{max} | Н·м | 178 | 348 | 510 | 679 | 891 | 1016 |
| Масса (примерно) | m | кг | 16 | 26 | 34 | 47 | 60 | 64 |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | |
|--------------------------------|-------------------------------|-------------------|------------|------|------|------|------|
| | | | 200 | 250 | 355 | 500 | 1000 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 200 | 250 | 355 | 500 | 1000 |
| | V_{g0} | см ³ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 2900 | 2500 | 2240 | 2000 | 1600 |
| | при $V_{g0} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 5100 | 3300 | 2950 | 2600 | 2100 |
| Потр. расход при n_{\max} | $q_v(\max)$ | л/мин | 580 | 625 | 795 | 1000 | 1600 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 387 | 365 | 464 | 583 | 933 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 1273 | 1391 | 1978 | 2782 | 5563 |
| Масса (примерно) | m | кг | 80 | 90 | 135 | 210 | 432 |

Радиально-поршневые многоходовые гидромоторы типа MCR:
номинальное давление: 250 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | 160 | 225 | 255 | 280 | 325 | 365 | 400 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 160 | 225 | 255 | 280 | 325 | 365 | 400 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 1022 | 1386 | 1570 | 1760 | 1875 | 2105 | 2307 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 400 | 400 | 360 | 330 | 310 | 280 | 260 |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 450 | 450 | 400 | 400 | 400 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 18 | 18 | 18 | 18 | 22 | 22 | 22 |
| Масса (примерно) | m | кг | 20 | | | | | | |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|------|--|
| | | | 380 | 470 | 520 | 565 | 680 | 750 | 820 | |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 380 | 470 | 520 | 56 | 680 | 750 | 820 | |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 2528 | 3127 | 3459 | 3759 | 4017 | 4430 | 4844 | |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 220 | 220 | 220 | 220 | 200 | 170 | 150 | |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 450 | 450 | 400 | 400 | 400 | |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 29 | 29 | 29 | 29 | 35 | 35 | 35 | |
| Масса (примерно) | m | кг | 39 | | | | | | | |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|------|------|------|------|------|
| | | | 780 | 860 | 940 | 1120 | 1250 | 1340 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 780 | 860 | 940 | 1120 | 1250 | 1340 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 5134 | 5660 | 6187 | 6659 | 7432 | 8027 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 220 | 200 | 190 | 180 | 150 | 130 |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 450 | 400 | 400 | 400 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 44 | 44 | 44 | 50 | 50 | 50 |
| Масса (примерно) | m | кг | 69 | | | | | |

Радиально-поршневые многоходовые гидромоторы типа MCR:
нормальное давление: 250 бар

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|------|------|-------|-------|
| | | | 1130 | 1250 | 1500 | 1780 | 2150 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 1130 | 1250 | 1500 | 1780 | 2150 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 8095 | 8995 | 9552 | 11332 | 13688 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 190 | 190 | 170 | 110 | 100 |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 450 | 400 | 400 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 55 | 55 | 55 | 60 | 60 |
| Масса (примерно) | m | кг | 93 | | | | |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|-------|-------|-------|
| | | | 1750 | 2100 | 2500 | 3000 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 1750 | 2100 | 2500 | 3000 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 11531 | 13762 | 14244 | 17073 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 160 | 160 | 115 | 115 |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 400 | 400 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 70 | 70 | 85 | 85 |
| Масса (примерно) | m | кг | 110 | | | |

| Параметры | Обозначение | Величина | Типоразмер | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------------|------------|-------|-------|-------|
| | | | 2500 | 3000 | 3500 | 4200 |
| Рабочий объем | $V_{g(\max)}$ | см ³ | 2500 | 3000 | 3500 | 4200 |
| Крут. момент | T_{\max} | Н·м | 16114 | 19187 | 22310 | 26772 |
| Число оборотов | при $V_{g(\max)} n_{\max}$ | мин ⁻¹ | 120 | 120 | 110 | 110 |
| Перепад давления | ΔP_{\max} | бар | 450 | 450 | 450 | 450 |
| Мощность | P_{\max} | кВт | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Масса (примерно) | m | кг | 190 | | | |

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| 1. Параметры и режимы работы машины | 4 |
| 2. Тяговый баланс машины и выбор мощности двигателя..... | 5 |
| 3. Выбор структуры насосного агрегата объемной гидропередачи..... | 9 |
| 4. Выбор структуры привода колес и гидропередачи в целом..... | 10 |
| 5. Параметры функционирования гидрообъемной трансмиссии | 14 |
| 6. Выбор диапазона регулирования гидрообъемной трансмиссии | 27 |
| 7. Выбор рабочего объема гидромашин..... | 30 |
| 8. Выбор параметров гидрообъемной трансмиссии (пример расчета) | 34 |
| Список использованных источников..... | 39 |
| Приложение | 40 |

Учебное издание

ЖДАНОВИЧ Чеслав Иосифович
МАМОНОВ Михаил Иванович

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Учебно-методическое пособие
для специальности 1-37 01 04
«Многоцелевые гусеничные и колесные машины»

Редактор *Е. И. Бенищевич*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.11.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 2,67. Уч.-изд. л. 2,09. Тираж 100. Заказ 676.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.