

**РУКОВОДСТВО ПО ДВИГАТЕЛЯМ «HONDA» ШИРОКОГО
ПРИМЕНЕНИЯ**

По материалам компании «Honda»

**Сборка агрегата и трансмиссия. Компоновка
двигателя внутреннего сгорания с внешним
оборудованием (лебедки, бетономешалки, водяные
насосы, генераторы, сварочные аппараты).**

Часть 2

Содержание:

Часть 2. Сборка агрегата и трансмиссия. Компоновка ДВС с внешним оборудованием	3
СИСТЕМЫ С ПРЯМЫМ ПРИВОДОМ	3
СИСТЕМЫ С РЕМЕННЫМ ПРИВОДОМ	3
<i>Маркировка клиновых ремней</i>	4
<i>Диаграмма для выбора правильного типа клинового ремня</i>	4
<i>Определение диаметра шкива</i>	5
<i>Определение длины ремня</i>	5
<i>Расчет скорости ремня</i>	6
СИСТЕМЫ С ЦЕПНЫМ ПРИВОДОМ	6
<i>Выбор элементов</i>	6
<i>Расчет длины цепи в цепной передаче</i>	7
<i>Перерасчет расстояния между осями валов</i>	7
<i>Монтаж цепи</i>	7
<i>Техническое обслуживание цепной передачи</i>	7
<i>Система стандартных обозначений марки цепи</i>	7
СЦЕПЛЕНИЯ	8
БОЛТЫ КРЕПЛЕНИЯ С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ	8
ТРЕБУЕМАЯ МАКСИМАЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ	9
ЛЕБЕДКИ	9
БЕТОНОМЕШАЛКИ И ТРАМБОВОЧНЫЕ МАШИНЫ	9
ВОДЯНЫЕ НАСОСЫ	9
НАСОСЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ	10
ПОДЪЕМНИКИ, ТРАНСПОРТЕРЫ, ПОДАТЧИКИ	10
САМОДВИЖУЩИЕСЯ ТЕЛЕЖКИ	11
ГЕНЕРАТОРЫ	11
СВАРОЧНЫЕ АГРЕГАТЫ	11

Часть 2. Сборка агрегата и трансмиссия. Компановка ДВС с внешним оборудованием

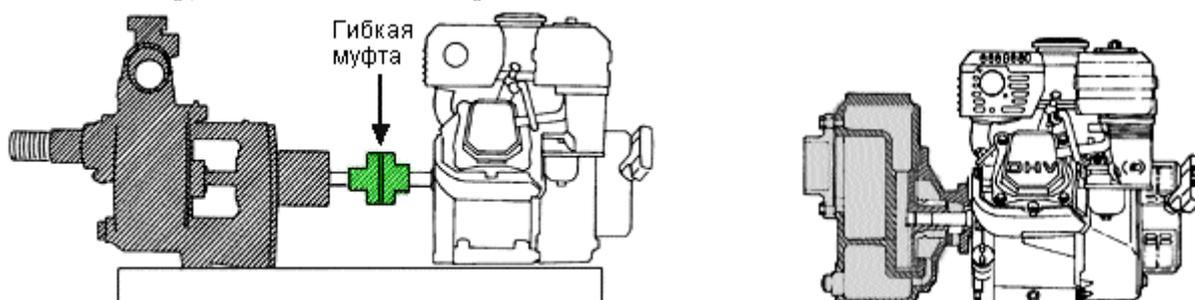
СИСТЕМЫ С ПРЯМЫМ ПРИВОДОМ

Существуют различные способы стыковки двигателя с внешним оборудованием.

Во избежание повреждения вала отбора мощности и коленчатого вала двигателя и для снижения вибрации необходимо тщательно проверить соосность стыкуемых валов двигателя и внешнего механизма.

Если двигатель размещен на расстоянии от оборудования, или внешнее оборудование имеет значительную массу, необходимо всегда применять для стыковки гибкие муфты, как изображено на рисунке.

Если внешнее оборудование (насос и т.п.) присоединяется непосредственно к валу отбора мощности двигателя, используйте отверстие на крышке коленчатого вала для проверки соосности вала внешнего оборудования с валом отбора мощности.



СИСТЕМЫ С РЕМЕННЫМ ПРИВОДОМ

Во избежание повреждений вала отбора мощности двигателя, уменьшения вибрации и потери полезной мощности всегда тщательно проверяйте следующее.

Установка ведущего шкива

Устанавливайте ведущий шкив на коленчатый вал двигателя с помощью подходящей по размеру шпонки и надежно затяните крепежный болт.

Не применяйте шкивы без шпоночной канавки.

Не разрешается крепить шкив с помощью стопорного болта, непосредственно зажимающего вал.

Вылет наружной поверхности шкива за пределы вала отбора мощности не должен превышать 50 мм. По возможности шкив должен крепиться максимально близко к двигателю.

Применение слишком массивного или имеющего дисбаланс шкива может привести к повреждениям вала отбора мощности, поэтому к выбору и монтажу шкива необходимо подойти внимательно и ответственно. Особенно это касается нестандартных устройств и оборудования.

Обеспечьте правильное положение и натяжение ремня.

- **Не перетягивайте приводной ремень!**
- **Прогиб ремня (d) посередине между шкивами должен составлять величину $d = 0.016 \times L$**



МАРКИРОВКА КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

На наружной поверхности клинового ремня наносится маркировка вида:

A – 21

Длина
(указывает действующую длину окружности ремня в дюймах)

Тип ремня

(буква, указывающая поперечное сечение ремня)

Тип ремня	a (мм)	b (мм)	B
M	10.0	5.5	40°
A	12.5	9	40°
B	16.5	11	40°
C	22	14	40°
D	31	19	40°
E	38	25.5	40°
LA	12.5	8	40°
LB	16.4	9.5	40°
LC	22	11	40°
SA	12.7	7	40°
SB	16.7	7	40°
SC	22.2	11	40°

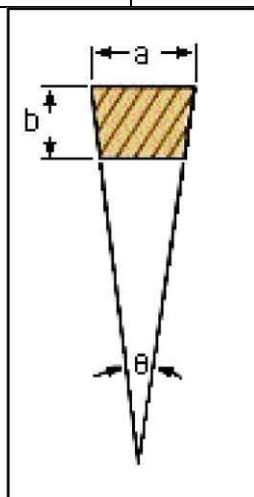
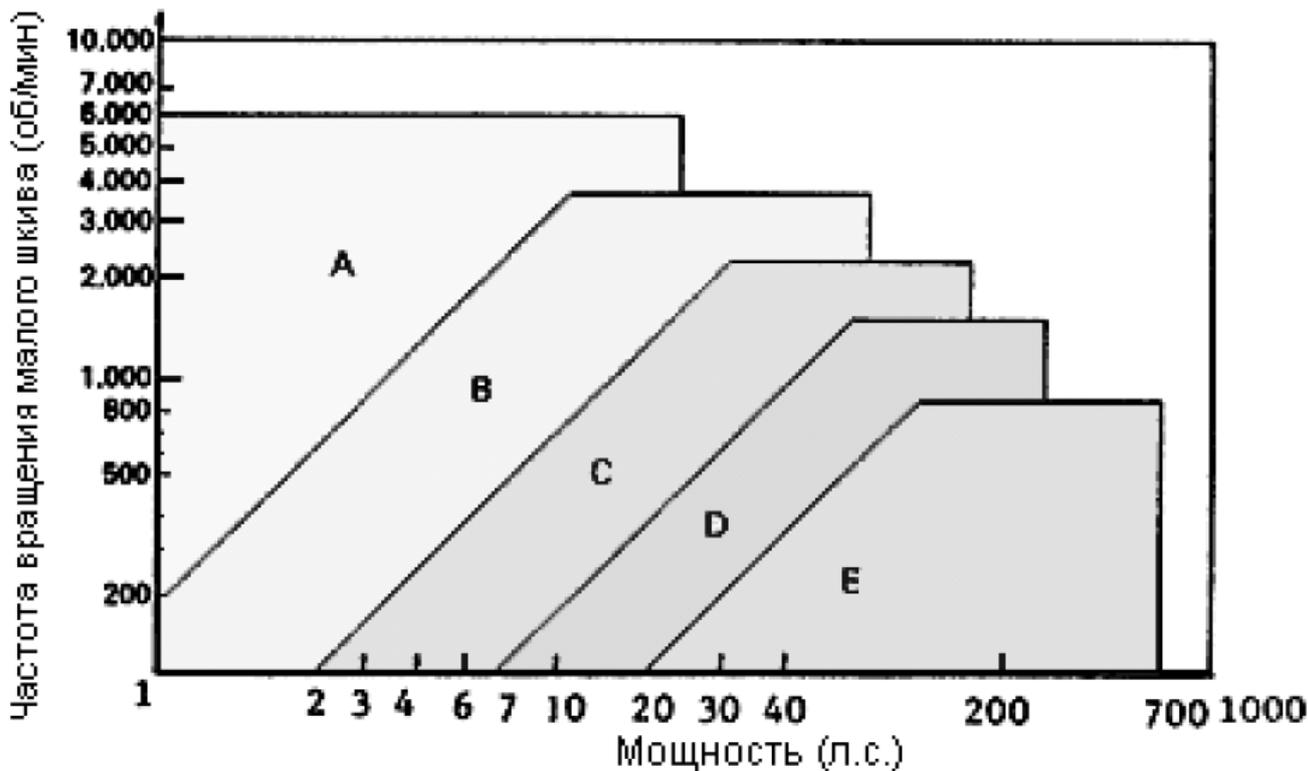


ДИАГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА ПРАВИЛЬНОГО ТИПА КЛИНОВОГО РЕМНЯ



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ШКИВА

При определении минимального диаметра шкива следует учитывать, что чем меньше шкив, тем большее изгибающее напряжение испытывает ремень. При этом падает эффективность передачи и возрастает износ ремня, что катастрофически сказывается на сроке его службы.

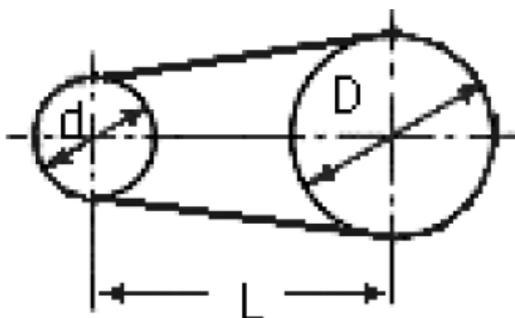
- Для клиновых ремней типа А, применяемых на двигателях с мощностью менее 5 л.с., минимальный наружный диаметр шкива составляет 80 мм.
- Для клиновых ремней типа А, применяемых на двигателях с мощностью 5 л.с. и выше, минимальный наружный диаметр шкива составляет 90 мм.
- Для клиновых ремней типа В во всех вариантах использования наружный диаметр шкива должен быть не менее 120 мм.

Наружный диаметр шкива равен действующему диаметру плюс толщина ремня.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИНЫ РЕМНЯ

$$\text{Длина ремня} = 2L + \frac{\pi}{2}(D + d) - \frac{(D-d)^2}{4L}$$

$$\text{Номер ремня} = \frac{\text{Длина ремня, мм}}{25.4}$$



(Результат округляется в большую сторону до целого)

РАСЧЕТ СКОРОСТИ РЕМНЯ

Линейная скорость ремня (в м/с) вычисляется по формуле $V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}$

где d - диаметр малого шкива в мм, а n - частота его вращения в об./мин.

В идеале, для клиновидных ремней оптимальной является скорость около 15 м/с.

При увеличении скорости ремня выше 22 м/с эффективность клиноременной передачи резко падает. При любых условиях скорость клиновидного ремня не должна превышать 30 м/с.

СИСТЕМЫ С ЦЕПНЫМ ПРИВОДОМ

ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ

В основном, конструктивные требования для цепной передачи практически те же, что и для клиноременного привода, а именно, передаточное отношение и способ установки звездочек на валах.

Благодаря меньшей потере крутящего момента по сравнению с ременным приводом, цепной привод лучше всего подходит для таких применений, когда встречаются частые запуски, резкие ускорения и переменные нагрузки, например, в гоночных автомобилях для картинга. Кроме того, цепной привод оправдано применять в условиях недостатка места и при повышенных требованиях к сроку службы.

Из соображений долговечности число звеньев в цепи (по конструктивным соображениям четное) по возможности не должно иметь общих делителей с числами зубьев применяемых звездочек. В противном случае каждое звено встречается всегда с одними и теми же зубьями ведущей или/и ведомой звездочек, что приводит к ускоренному износу.

Размер цепи определяется следующими соображениями:

- передаваемая мощность,
- скорость вращения,
- диаметры звездочек,
- расстояние между звездочками.

Для передач, работающих на высоких и средних скоростях, у звездочек должно быть не менее 19 зубьев - при этом обеспечивается мягкий ход, малые потери и высокий срок службы цепной передачи.

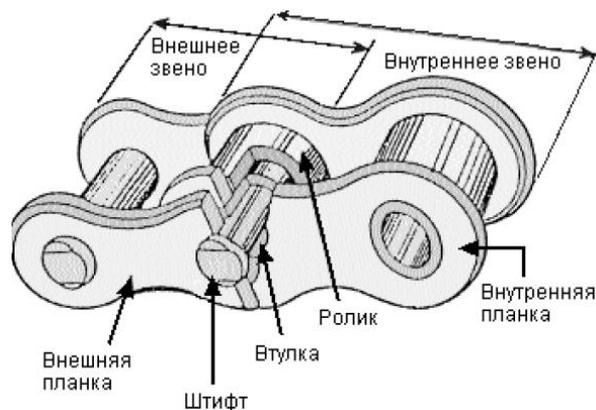
Чтобы минимизировать износ цепи, звездочка не должна иметь более 150 зубьев.

Изготовители цепей рекомендуют, чтобы на ведущей и ведомой звездочках в сумме было не менее 50 зубьев. Например, для передаточного соотношения 1:1 обе звездочки должны иметь по 25 зубьев.

Максимальные скорости цепной передачи обеспечиваются для звездочек с числом зубьев от 17 до 25 и только в условиях хорошей смазки.

Если у двигателя 4 цилиндра или менее, либо внешнее оборудование создает нагрузку пульсирующего характера (как, например, компрессор или насос), то при проектировании цепной передачи следует предусмотреть запас мощности 50-100% по сравнению с действующей мощностью, передаваемой на внешнее оборудование.

Для достижения максимального срока службы цепи изготовители рекомендуют придерживаться стандартных исполнений цепных передач, согласно следующей таблице.



Шаг звена цепи, мм	Максимальная скорость вращения звездочки, об/мин	Расстояние между осями валов, мм
9.53	5000	460
12.70	3750	610
15.88	2750	760
19.05	2000	915
25.40	1500	1070
31.75	1200	1220
38.10	900	1370
44.45	700	1525
50.80	550	1680
63.50	450	1830
76.20	300	1980

РАСЧЕТ СКОРОСТИ РЕМНЯ

Для расчета используется следующая формула:

$$L = \frac{n+N}{2} + A + \frac{X}{A} + Y, \text{ где}$$

L - длина цепи (число звеньев),

n - число зубьев меньшей звездочки,

N - число зубьев большей звездочки,

$$A = \frac{2C}{P}$$

C - расстояние между осями валов (мм),

P - шаг цепи (мм),

X - множитель, значение которого берется из приводимой ниже таблицы,

Y - неизвестное число, которое необходимо добавить для получения четного результата.

ПЕРЕРАСЧЕТ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ОСЯМИ ВАЛОВ

Фактическое расстояние между осями валов должно выдерживаться с очень высокой точностью, поэтому с учетом вносимой поправки < необходимо выполнить перерасчет этого расстояния C_a :

$$C_a = C + \frac{YP}{2(A+Y)} \left(L - \frac{n+N}{2} \right)$$

МОНТАЖ ЦЕПИ

Величина провиса цепи (слабина) должна составлять 1.5% от расстояния между осями ведущего и ведомого валов. Провис цепи измеряется в середине между звездочками.



ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Используемая в приводе цепь подлежит регулярному контролю износа, чистке и смазке. Если цепь вытянулась более чем на 2-3% от первоначальной длины, ее необходимо заменить.

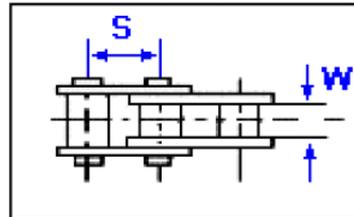
СИСТЕМА СТАНДАРТНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ МАРКИ ЦЕПИ

Стандартное обозначение цепи имеет следующую структуру:



"Шаг" и "Ширина" обозначаются по этой системе одной цифрой, которой соответствуют следующие значения:

- 2 = 1/4" = 6.35 мм
- 3 = 3/8" = 9.53 мм
- 4 = 1/2" = 12.7 мм
- 5 = 5/8" = 15.88 мм
- 6 = 3/4" = 19.5 мм



Пример: Chain 520

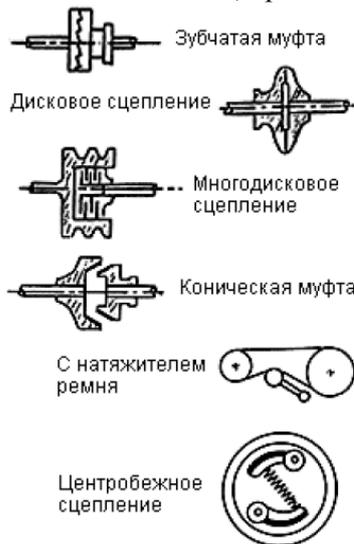
- S** = 5/8" = 15.88 мм
- W** = 1/4" = 6.35 мм

Примечание: Эта система стандартизации не относится к цепям специальных размеров. Более подробную информацию можно найти в особых каталогах.

СЦЕПЛЕНИЯ

Сцепление позволяет отсоединить двигатель от нагрузки на время запуска, прогрева, смены передачи и остановки.

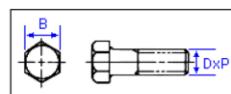
На рисунке изображены некоторые виды сцеплений, применяемых в трансмиссии.



БОЛТЫ КРЕПЛЕНИЯ С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ

Типоразмеры болтов

Диаметр резьбы D (мм)	Шаг резьбы P (мм)	Размер головки B (мм)
4	0.7	7
5	0.8	8
6	1	10
8	1.25	12
10	1.25	14
12	1.25	17
14	1.5	19



СИМВОЛИЧЕСКОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ КЛАССА ПРОЧНОСТИ БОЛТА

Класс прочности болтов с шестигранной головкой символически обозначен одним из следующих рельефных символов, нанесенных на головку:

Символ				
Прочность на разрыв (кГ/мм ²)	45 или более	80-100	95-120	115-140
Применяемый материал	S209 - 35C	S40 – 50C	SAE8630 SAE4130 SCM3	SNCM8 SAE4340

Примечание: Стандартные болты Honda имеют прочность на разрыв 80-100 кГ/мм².
Обозначение направления для левой резьбы:



Стандартные моменты затяжки болтов для двигателей «Honda» (для справок)

Размер	M5	M6	M8	M10	M12
Момент затяжки (кГ·м)	0.6-0.9	0.8-1.2	2.0-2.8	4.0-5.0	7.0-8.5

Примечание: Момент затяжки меняется в зависимости от материала болта, поэтому необходимо проявлять повышенное внимание и руководствоваться документацией.

ТРЕБУЕМАЯ МАКСИМАЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ЛЕБЕДКИ

$$H = \frac{W \times V}{75 \times 60 \times \mu}$$

H - требуемая мощность (л.с.),

W- тяговое усилие (кГ),

V - скорость (м/мин),

μ - коэффициент мощности (70-80% для простой лебедки, 62-70% для двойной лебедки).

Скорость будет изменяться в зависимости от диаметра намотки. Используйте в расчете начальный диаметр барабана без учета толщины троса.

БЕТОНОМЕШАЛКИ И ТРАМБОВОЧНЫЕ МАШИНЫ

Для этих областей применения необходимо перевести требуемую для электродвигателя мощность в лошадиные силы и прибавить запас 10-20%.

ВОДЯНЫЕ НАСОСЫ

$$H = \frac{h \times q \times 10^3}{75 \times 60 \times \tau} = \frac{h \times q}{4.5\tau}$$

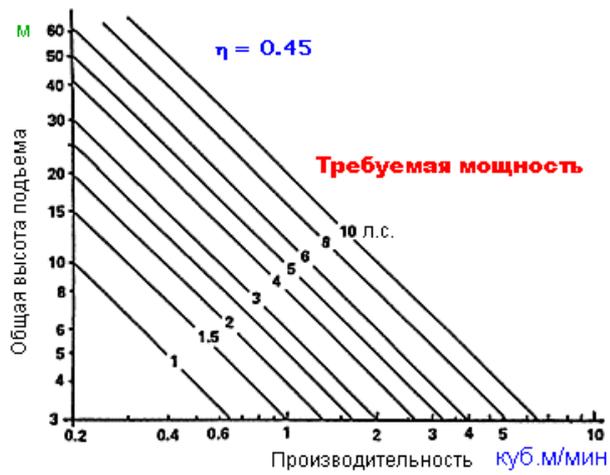
H - требуемая мощность (л.с.),

h - общая высота подъема (м),

q- производительность (м³ /мин),

τ - коэффициент полезного действия, равный 0.4-0.6.

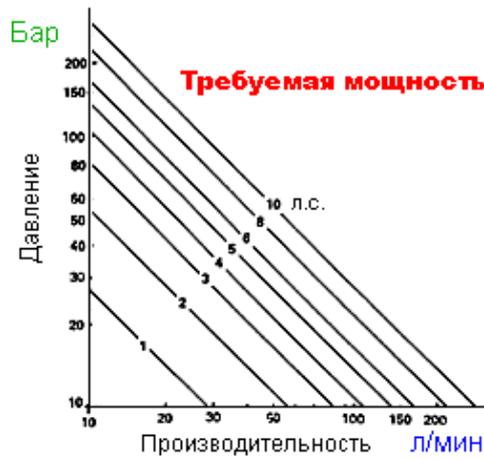
Для упрощения расчета можно воспользоваться следующей номограммой:



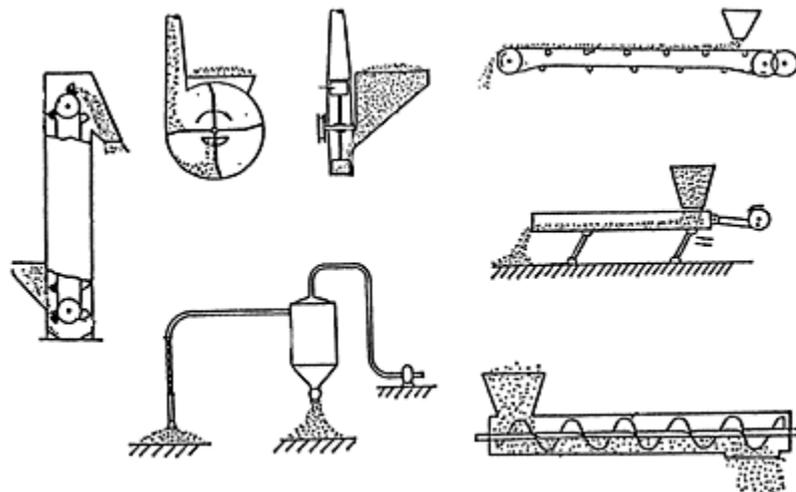
НАСОСЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ

$$H = \frac{10 \times P \times Q}{75 \times 60 \times \mu} = \frac{P \times Q}{450\mu} \approx \frac{P \times Q}{283.5}$$

H - требуемая мощность (л.с.),
P- давление (бар),
q - производительность (л/мин),
 μ - коэффициент полезного действия (не выше 63%).



ПОДЪЕМНИКИ, ТРАНСПОРТЕРЫ, ПОДАТЧИКИ



$$H = \frac{C \times L \times \sin\alpha \times 1000}{75 \times 3600 \times \tau} = \frac{C \times L \times \sin\alpha}{270\tau}$$

H - требуемая мощность (л.с.),

C - скорость перемещения груза (т/ч),

L - расстояние (м),

α - угол подъема (в градусах),

τ - коэффициент полезного действия (не выше 63%). Для подъемников с черпаками берется к.п.д. 20-50%, а для других типов - 10%.

САМОДВИЖУЩИЕСЯ ТЕЛЕЖКИ

При расчете самодвижущихся тележек для сельского хозяйства применяются следующие формулы:

$$H = \frac{W \times V \times \sin\alpha}{75\mu}$$

H - требуемая мощность (л.с.),

W - сила, приходящаяся на ведомые колеса (кГ),

V - скорость движения (м/с),

α - максимально преодолеваемый угол наклона (в градусах),

μ - коэффициент полезного действия (45-60%).

Необходимое тяговое усилие

(в кГ):

$$P = \mu \times W$$

μ - коэффициент сцепления: 0.4-0.7 - сельскохозяйственные шины

0.5-0.95 - колеса

0.7-1.1 - гусеницы.

Создаваемое тяговое усилие:

$$F = \frac{716.2 \times H \times \mu}{n \times r}$$

H - мощность двигателя (л.с.),

n - частота вращения вала отбора мощности (об./мин.),

r - радиус колеса (м),

μ - коэффициент полезного действия трансмиссии.

Если $F > P$, двигатель имеет некоторый запас мощности; если же $F < P$, установка данного типа двигателя недопустима.

ГЕНЕРАТОРЫ

$$H = \frac{P \times 1.36}{\mu}$$

H - мощность двигателя (л.с.),

P - выходная мощность генератора (кВт),

μ - коэффициент полезного действия (0.8).

СВАРОЧНЫЕ АГРЕГАТЫ

$$H = \frac{V \times A}{736 \times \mu}$$

Н - требуемая мощность двигателя (л.с.),
V - выходное напряжение (В),
А - сварочный ток (А),
 μ - коэффициент полезного действия (0.7).