

1.Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988. – 244с.; 2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование. Под общ. ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256с.

УДК 621.88.084

В.М.Анохин, В.Л. Николаенко, Е.В.Анохин

К РАСЧЕТУ КЛИНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Потребность промышленности в надежных МСХ с высокой нагрузочной способностью вызвала повышенный интерес к исследованию клиновых механизмов.

В БНТУ разработана методика инженерного расчета клиновых МСХ с учетом длительной работы в режиме свободного хода.

В приводах машин, где предъявляются повышенные требования к КПД и имеют место высокие относительные скорости в период свободного хода, следует применять неподпружиненные клинья. В машинах, где силы инерции, действующие на заклинивающую систему (клинья и сепараторы) МСХ малы, для улучшения условий заклинивания следует применять муфту с подпружиненными клиньями.

Рабочий радиус обоймы и ширину клину в зависимости от передаваемого момента приближено можно определить по графику 1. Предпочтение следует отдавать размерам из зоны А. При построении графика принято $[\sigma]_{см} = 40$ МПа, $z=8$.

При проверочных расчетах рабочий радиус наружной обоймы определяется

$$R = \sqrt{\frac{2M}{[\sigma]_{см} \cdot z \cdot b \cdot f_2 \cdot (\gamma + \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{2})}} \quad (1)$$

где M – момент, передаваемый муфтой, $H \cdot м$

z – число клиньев;

f_2 – коэффициент трения между клином и наружной обоймой;

b – ширина клина, м;

γ – угол, рад;

$\varphi_2; \varphi_1$ – см. рис.2;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение смятия, $H / м^2$ (для пары сталь – чугун $[\sigma]_{см} = (2...4) \cdot 10^7 H / м^2$).

При расчете по формуле (1) необходимо руководствоваться следующими рекомендациями:

а) количество клиньев z следует выбирать со следующего ряда: $z=8; 6; 4; 3$;

б) коэффициент трения между клином и наружной обоймой f_2 выбирается в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных факторов.

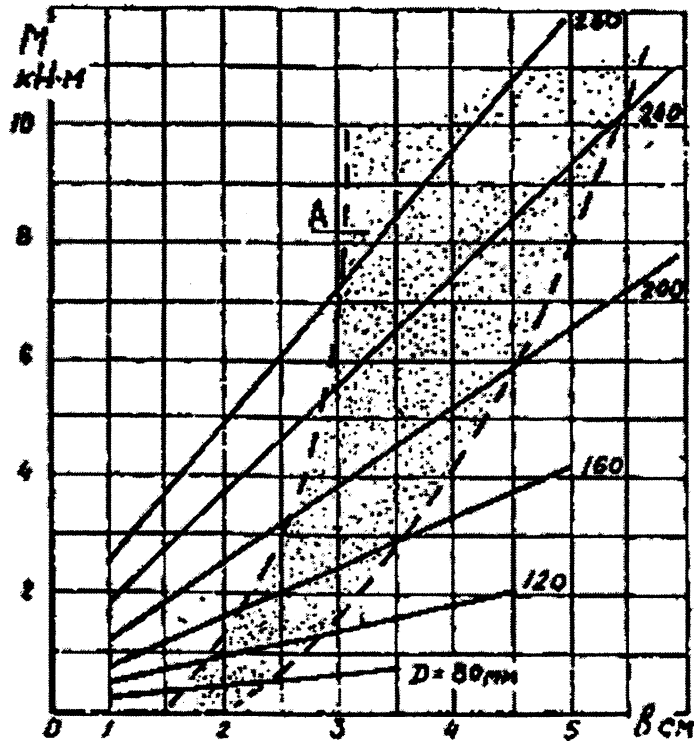


Рис.1 График для определения рабочего радиуса обоймы и ширины клина в зависимости от передаваемого момента.

При работе муфты без смазки для определения f_2 можно использовать рекомендации Н.К. Куликова [2], для пары сталь – чугун $f_2=0,15$.

При проектировании муфт со смазкой и напряжении смятия $[\sigma]_{\text{см}} = 10$ МПа коэффициент трения скольжения зависит от материала, сорта и количества масла, скорости скольжения, шероховатости и может быть определен по графику (рис.3).

Для получения минимальной температуры муфты количество заливаемого масла должно быть выбрано согласно графику (рис.3) или определяться по зависимости

$$m = \frac{V_n}{V_{\text{пр.к}}} \quad (2)$$

где V_n – объем заливаемого масла в муфту;

$V_{\text{пр.к}}$ – объем призматической канавки внешней обоймы.

Радиус рабочего профиля звёздочки

$$r = \frac{R}{u} \quad (3)$$

где u – безмерный параметр, который необходимо выбирать в следующем интервале: $u=1,25 \dots 2,2$; при этом предпочтительнее $u=1,5 \dots 1,75$.

Основным параметром, который определяет надежную работу МСХ, является угол заклинивания

$$\text{tg} \alpha \leq \frac{f_2 u - f_1 \cdot \sin \beta_0 (\sqrt{1 - \lambda^2} \sin^2 \varphi_{\text{max}} - \lambda \cdot \cos \varphi_{\text{max}})}{\sin \beta_0 \cdot (\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\text{max}} - \lambda \cdot \cos \varphi_{\text{max}}) + f_1 f_2 \cdot u} \quad (4)$$

где $\lambda = \frac{e}{r}$ – безразмерный коэффициент;

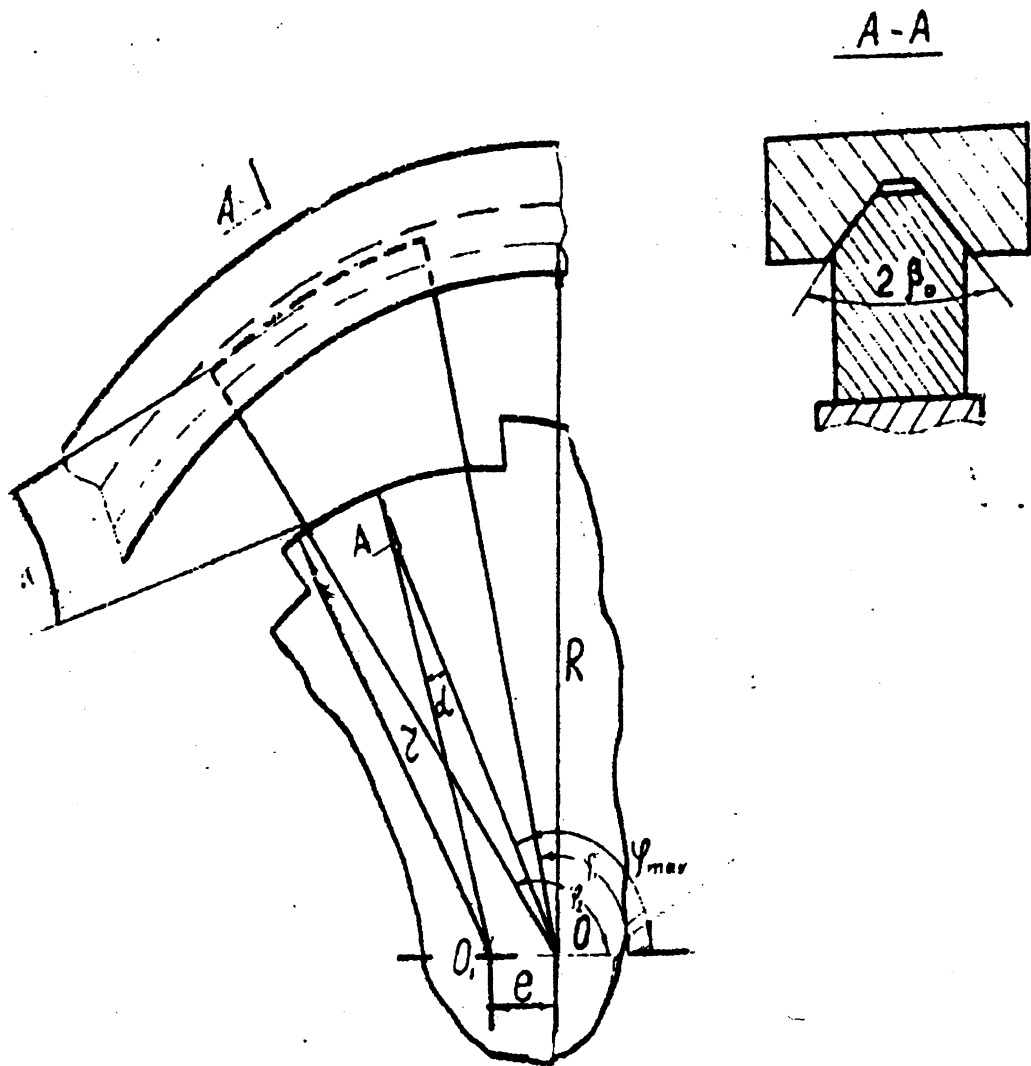


Рис.2 График клиновой муфты с основными геометрическими параметрами. По экспериментальным данным параметр $m=2...3$ для муфт, работающих в длительном режиме свободного хода.

$f_1; f_2$ – коэффициент трения скольжения клина соответственно по наружной и внутренней обоймам;

R, r – рабочие радиусы наружной и внутренней обойм;

β_0 – угол наклона рабочей боковой поверхности клина.

При импульсном режиме работы МСХ $\beta_0=30...35^\circ$;

при работе с продолжительным режимом обгона $\beta_0=40...45^\circ$;

e – эксцентриситет рабочего профиля звездочки (см. рис. 2). φ_{max} – угол (см. рис.2)

Формулой (4) можно пользоваться для проверки величины угла α . Экспериментальные исследования показали, что клиновые МСХ надежно работают при $\alpha=8...11^\circ$.

Предпочтительнее $\alpha=9^\circ$.

Эксцентриситет рабочего профиля звездочки определяется по формуле

$$e = \frac{r \cdot \sin \alpha}{\sin \varphi_{\max}} \quad (5)$$

Угол φ_{\max} соответствует максимальному коэффициенту неравномерности напряжений на рабочей поверхности звездочки:

$$\gamma_{\max} = \frac{\lambda \cdot \sin \varphi_{\max} (\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max} - \lambda \cos \varphi_{\max})}{\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}} \quad (6)$$

При проектировании клиновых МСХ необходимо строить диаграмму изменения коэффициента неравномерности напряжений в зависимости от угла φ , по которому можно определить оптимальное положение закаливающего элемента на круговом эксцентричном профиле звездочки (в заклиненном состоянии).

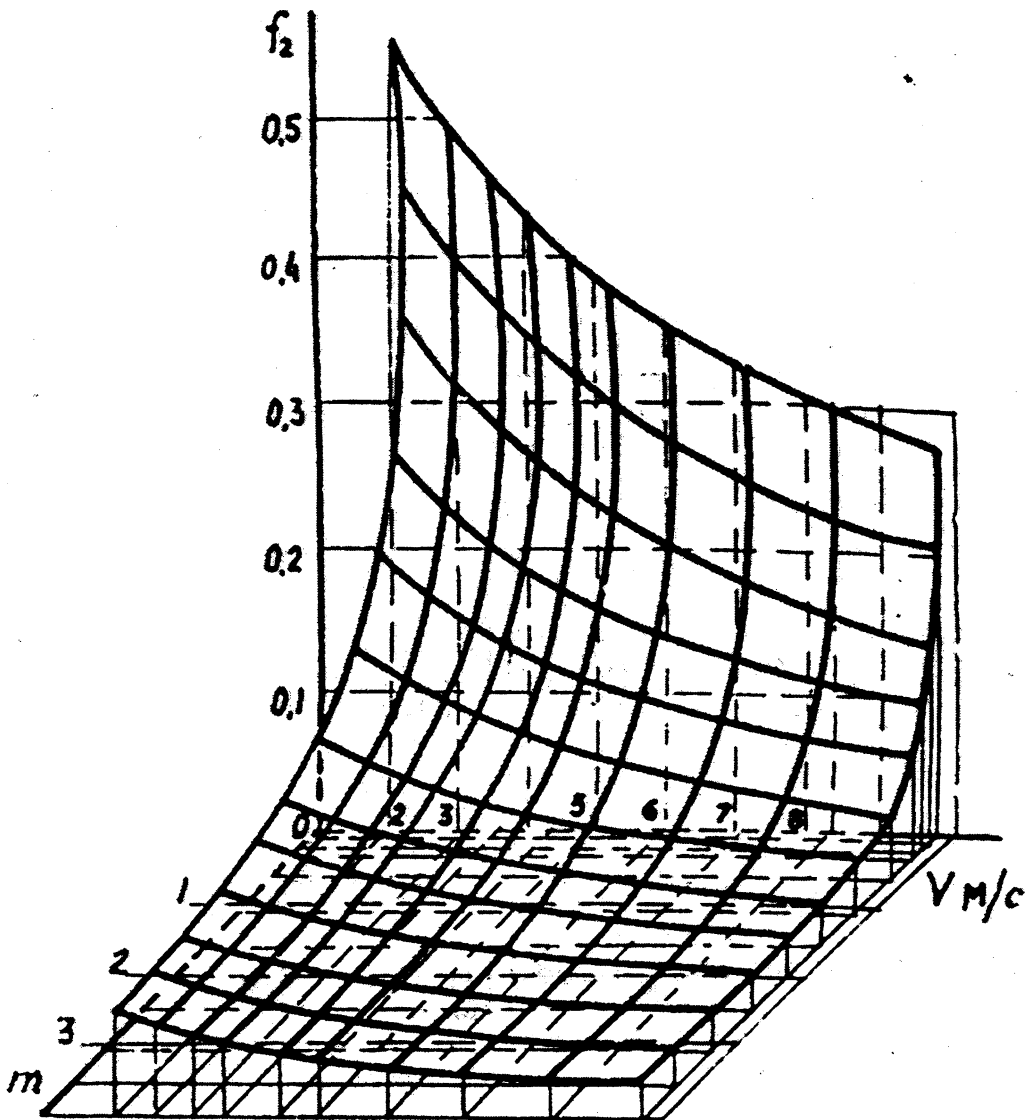


Рис.3. График для определения коэффициента трения скольжения в муфте в зависимости от скорости скольжения и количества смазки

По данным теоретических исследований, угол $\varphi_{\max} = 100^\circ \dots 125^\circ$, т.е. эта зона, в которой находятся клин в заклиненном состоянии и угол α , практически не изменяется.

При работе клиновых МСХ без смазки зазор между клином и обоймой необходимо выбирать минимальным ($\Delta = 1 \dots 2$ мм) для уменьшения динамических нагрузок при заклинивании. При работе со смазкой зазор нужно увеличивать до $\Delta = 3 \dots 4$ мм для улучшения условий режима смазки. Как показывают эксперименты, увеличение зазора не вызывает значительных динамических нагрузок при заклинивании, что объясняется демпфирующими свойствами смазки на площадках контакта. Поэтому при работе с длительным режимом холостого хода использование прижимных устройств, которые увеличивают момент трения, является нецелесообразным. Можно рекомендовать для работы маловязкие масла типа И 12А, И 20А по ГОСТ 20799-75.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миклашевич А.А. Расчет напряжений смятия в клиновых обгонных муфтах. – В сб.: Машины и технология торфяного производства, вып. №5. Минск, 1975, с 147...150.; 2. Куликов Н.К. Клиновые механизмы свободного хода. – Машгиз, 1954, с. 68. Благодрагов А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. – М.: Машиностроение, 1977, с. 142.

УДК 629.1.02-592-8+631.3.076-592-8-192

И. М. Комяк

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТОРМОЗОВ САМОХОДНЫХ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Стремление снизить усилие на педали тормоза тяжелых самоходных сельхозмашин заставило ведущие фирмы-изготовители использовать давление масла, создаваемое насосом гидросистемы. Насосно-аккумуляторный гидрообъемный привод тормозов компактен, обладает высоким качеством процесса регулирования вследствие меньшего времени запаздывания по сравнению с вакуумным или пневматическим усилителем, легко поддается автоматизации и может быть перенесен на сельхозмашину с гидравлическим приводом тормозов без изменения большинства элементов тормозной системы и принципа их действия. Следует отметить, что функционирование системы высокого давления не нарушается при попадании в систему воздуха или парообразования в тормозной жидкости ввиду постоянной ее циркуляции; некоторое нарушение герметичности в исполнительной части системы не приводит к аварийной ситуации; рабочие детали узлов системы высокого давления постоянно находятся в смазке, что обеспечивает их надежность и долговечность. Последние достижения в области технологии производства, появление новых конструкционных материалов и расширение масштабов производства создают предпосылки для снижения стоимости гидравлических тормозных систем высокого давления.