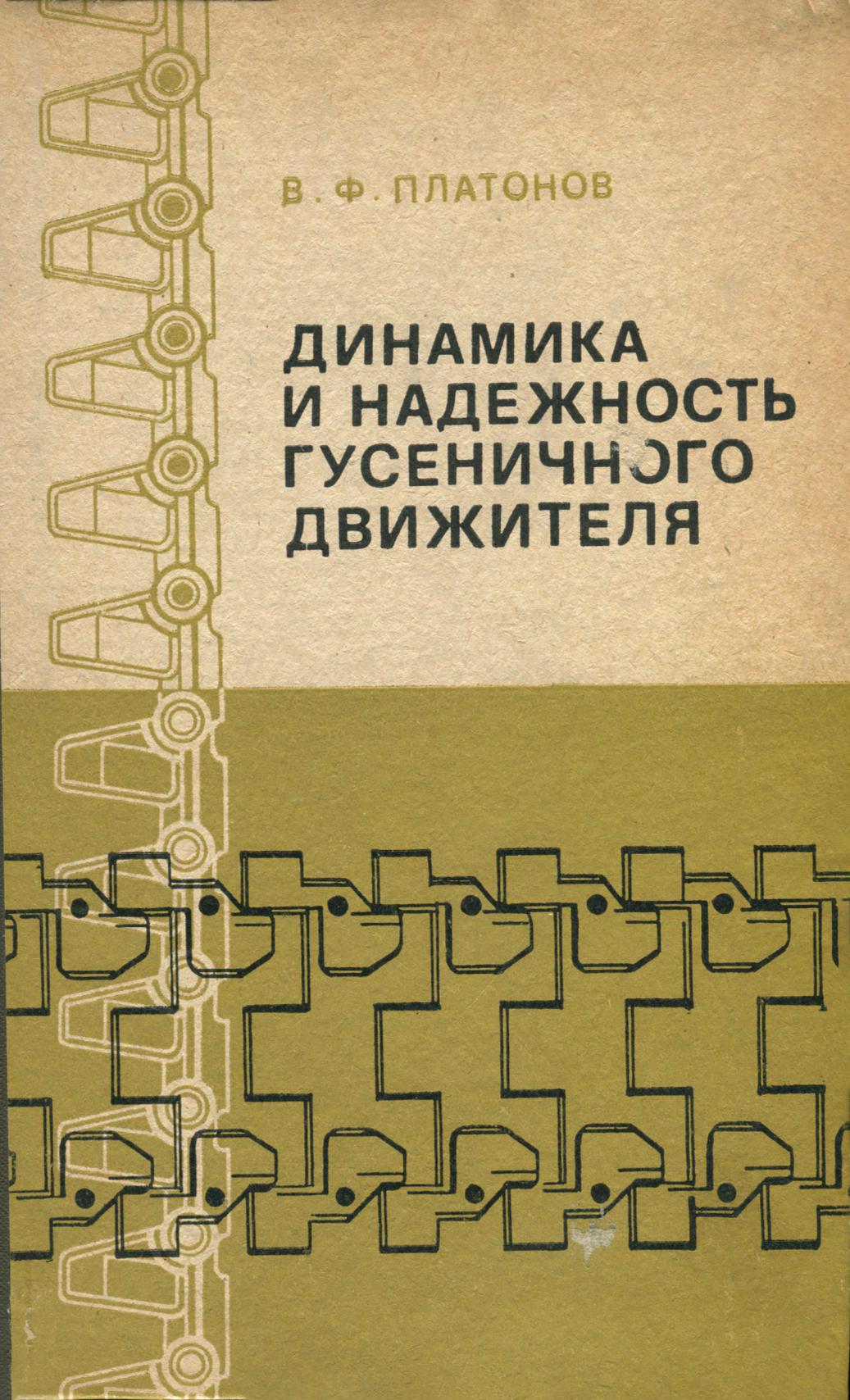


ДИНАМИКА И НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

В. Ф. ПЛАТОНОВ

ДИНАМИКА И НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ



В. Ф. ПЛАТОНОВ

ДИНАМИКА И НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1973

Платонов В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М., «Машиностроение», 1973, 232 с.

Обоснованная с позиций новейших достижений науки и техники теория гусеничного движителя, изложенная автором, открывает новые возможности повышения динамических качеств и надежности гусеничных тракторов, машин, используемых при освоении районов Севера, на строительстве дорог, линий электропередач, нефте- и газопроводов. В книге рассматриваются основы динамики гусеничного движителя, влияние изменения геометрии обвода и поперечных колебаний на его устойчивость и нагруженность, динамика взаимодействия гусениц с катками, теория зацепления гусениц с ведущими колесами. Даются рекомендации по повышению надежности гусеничных движителей наиболее прогрессивной конструкции.

Книга предназначена для инженеров и техников конструкторских бюро и заводов тракторного, автомобильного и дорожно-строительного машиностроения. Ил. 85, табл. 14, список лит. 13 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф. Н. А. Забавников

П $\frac{422-262}{038(01)-73}$ 262—73

© Издательство „Машиностроение“, 1973г.

Владимир Федорович ПЛАТОНОВ

ДИНАМИКА И НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Редактор издательства А. Н. Саверина
Технический редактор В. Д. Элькинд. Корректор Е. Сабинич
Художник Л. С. Вендров

Сдано в набор 27/X 1972 г. Подписано к печати 5/III 1973 г. Т-01789
Формат 60×90/16. Бумага № 3. Печ. л. 14,5. Уч.-изд. л. 15,5
Тираж 2 000. Заказ № 2176. Цена 89 коп.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ПРЕДИСЛОВИЕ

Сравнительный анализ и сопоставление колесных и гусеничных машин при эксплуатации их в тяжелых дорожных условиях показывает преимущество последних по таким важнейшим показателям, как проходимость, производительность, тягово-сцепные качества, удобство и надежность работы. Многоприводные автомобили и автопоезда даже при наличии четырех-пяти ведущих мостов не могут обеспечить в условиях бездорожья такую же реализацию тяговых качеств, как и гусеничные машины. При этом сложность и громоздкость активного привода к колесам ликвидирует такое важное достоинство автомобиля, как простота его конструкции.

Гусеничные машины очень разнообразны по конструкции и назначению. Это промышленные и сельскохозяйственные тракторы, снегоболотоходные транспортеры, специальные тягачи, различные установки на гусеничном ходу, используемые для монтажа производственного или технологического оборудования, трубоукладчики на строительстве нефте- и газопроводов и т. д. Гусеничный движитель является одним из важнейших механизмов, определяющих тяговые качества, производительность, экономичность и надежность всех этих машин. Поэтому совершенствование конструкции движителя, выбор оптимальных параметров, рациональное сочетание характеристик отдельных его элементов, разработка более совершенной схемы и формы обвода представляют ответственный этап при создании или модернизации гусеничных машин.

Однако гусеничный движитель имеет такие недостатки, как малый срок службы, особенно на абразивных грунтах, и низкий к. п. д., уменьшающийся с увеличением скорости движения.

Создание долговечного гусеничного движителя является сложной научно-технической проблемой. Сложность ее обуславливается тяжелым режимом работы движителя, подвергающегося воздействию грунта, высокими динамическими нагрузками, нестабильностью геометрии и кинематики обвода, особенно при движении по пересеченной местности.

Стремление обеспечить повышенные скорости движения еще в большей степени усугубляет трудности решения этой задачи,

так как неизбежным следствием увеличения скорости является увеличение динамической нагруженности гусеничного движителя и уменьшение его надежности.

Существенное усовершенствование гусеничного движителя возможно только на базе серьезных теоретических и экспериментальных исследований. Теория гусеничного движителя была в основном разработана профессорами А. С. Антоновым, Е. Д. Львовым, М. К. Кристи, Л. В. Сергеевым, А. О. Никитиным и др. Она в достаточном объеме освещала вопросы кинематики нерастяжимого обвода, качения опорного катка по ровному основанию, потерь мощности в движителе и взаимодействия опорной ветви с грунтом. Однако ряд явлений, присущих быстроходному гусеничному движителю, в теории до последнего времени не рассматривался. Особенно это относится к такой области, как динамика гусеничного движителя.

Применение новых конструктивных решений при создании современных ходовых систем гусеничных машин, а также необходимость улучшения их эксплуатационных показателей не могли не вызвать постановки и решения отдельных вопросов теории гусеничного движителя, разработки новых методов расчета его узлов и деталей.

Значительные успехи достигнуты в области повышения долговечности гусеничных цепей. Опытно-конструкторские работы позволили получить конкретные практические рекомендации по совершенствованию гусениц с открытыми металлическими шарнирами, созданию гусениц с резино-металлическими и закрытыми шарнирами, применению на тяговых и транспортных гусеничных машинах относительно новых типов гусениц — ленточных и пневматических. Знание характера динамических процессов, происходящих в гусеничном движителе, связи нагрузок с конструктивными параметрами и возможности снижения динамической нагруженности за счет правильного выбора значений этих параметров позволяют использовать еще не раскрытые возможности этого механизма.

Динамическая нагруженность гусеничного движителя формируется в результате воздействия большого количества факторов. Для лучшего уяснения физической сущности и закономерностей протекания того или иного процесса они рассматриваются в книге последовательно. При этом влияние сопутствующих процессов показывается в виде воздействий, описываемых простыми математическими зависимостями, что существенно упрощает анализ. Действительный же характер этих воздействий раскрывается в разделах, посвященных их конкретному рассмотрению. Это позволяет более полно и глубоко изучить динамическое нагружение гусеничного движителя, обосновать пути снижения его нагруженности и повышения надежности.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b_p — суммарная ширина упругих элементов шарнира;	$M_{вк}$ — крутящий момент на ведущем колесе;
F_∂ — деформируемая площадь шарнира;	m — масса трака;
f — стрела провисания ветви;	$P_{вк}$ — тяговое усилие на ведущем колесе;
\hat{f}_m — коэффициент сопротивления качению тягача;	$P_{кр}$ — усилие на крюке;
\hat{f}_n — коэффициент сопротивления качению прицепа;	P_m — сила тяги;
G_m — общий вес транспортера, тягача, трактора;	$r_{вк}$ — приведенный радиус ведущего колеса;
G_n — общий вес прицепа;	q — вес единицы длины гусеницы;
G_n — вес неподрессоренных масс;	T_p — усилие в рабочей ветви обвода;
g — ускорение свободного падения;	$T_{св}$ — усилие в свободной ветви;
J_{∂} — момент инерции гусеничного движителя, приведенный к валу ведущего колеса;	T_c — предварительное статическое натяжение;
J_{mp} — момент инерции вращающихся масс трансмиссии, приведенный к валу ведущего колеса;	T_u — усилие от центробежных сил;
J_∂ — момент инерции двигателя, приведенный к его валу;	v — скорость движения;
κ_m — жесткость подвески катка;	η_∂ — к. п. д. двигателя, учитывающий потери на привод элементов обслуживающих систем (компрессор, вентилятор и т. п.);
l — длина пролета ветви;	η_{mp} — к. п. д. трансмиссии;
l_o — шаг гусеничной цепи (расстояние между осями шарниров);	η_{∂} — к. п. д. гусеничного движителя;
	θ — угол давления;
	ϕ — коэффициент сцепления с грунтом.

Глава I

ПОСТОЯННЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ НАТЯЖЕНИЯ В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ

1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ

Гусеничный движитель представляет собой механизм, состоящий из гусениц, направляющих и ведущих колес, опорных и поддерживающих катков. В некоторых конструкциях движителей могут отсутствовать поддерживающие катки или направляющие колеса или одновременно и то и другое. При отсутствии направляющих колес их функции выполняют задние (или передние) опорные катки. В этом случае опорные катки являются несущими направляющими колесами. В схемах движителей с направляющими колесами, не являющимися несущими, применяется как переднее, так и заднее расположение ведущих колес. В движителях с несущим направляющим колесом применяется, как правило, только переднее расположение ведущего колеса.

Гусеничная цепь, замкнутая по контуру, образованному ведущим колесом, катками и направляющим колесом, составляет гусеничный обвод. В зависимости от типа гусениц (или принимаемых допущений) различают простой звенчатый (жесткий) обвод, соответствующий обычным звенчатым гусеницам с открытым (или закрытым) металлическим шарниром; упругий звенчатый обвод, получаемый при установке гусениц с упругими резино-металлическими шарнирами; гибкий обвод, в котором гусеница условно заменена нерастяжимой лентой, не имеющей внутреннего сопротивления и упругости; непрерывно упругий (или просто упругий), когда в качестве гусеницы используется упругая лента, обладающая внутренним сопротивлением.

Это деление условное, так как реальные конструкции гусениц сочетают свойства многих типов шарниров, поэтому обводы можно подразделять с некоторыми допущениями.

Гусеничный обвод состоит из участков, которые обычно называются ветвями. По месту расположения в обводе различают свободно провисающие, дуговые и опорные ветви.

Условимся называть ветвь, передающую тяговое усилие, рабочей, а свободную от этого усилия — свободной. Длины рабочей и свободной ветвей в схемах движителей с различным расположе-

нием ведущих колес неодинаковы. В случае заднего расположения ведущего колеса рабочая ветвь будет состоять только из наклонного участка, расположенного под ведущим колесом, а свободная — будет включать все верхние и переднюю наклонную ветви. При переднем расположении ведущего колеса более длинной, наоборот, является рабочая ветвь, а короткой — свободная. Соотношение длин рабочих и свободной ветвей, как будет показано ниже, оказывает существенное влияние на динамическую нагруженность обвода.

Разный характер использования гусеничных машин предопределяет широкий диапазон и многообразие возможных нагрузок в двигателе. Это объясняется различными условиями и режимами работы гусеничной машины, а также зависимостью нагрузок от формы обвода, параметров системы подрессоривания, конструкции гусениц, опорных катков, способа зацепления и т. д. Рассмотрим лишь те нагрузки, которые возникают в любых условиях эксплуатации и являются определяющими при формировании нагруженности обвода.

Все силы, действующие в гусеничном обводе, можно разделить на постоянные по величине на данном режиме движения (т. е. при данной скорости и сопротивлении движению) — постоянные составляющие натяжения, и переменные во времени на любом установившемся режиме — динамические составляющие.

Первая группа сил включает такие составляющие, как тяговое усилие, создаваемое подводимым к ведущему колесу крутящим моментом, статическое натяжение, обуславливаемое весом гусеницы, и динамическое натяжение, возникающее от действия центробежных сил. К динамическим составляющим относятся нагрузки от продольных и поперечных колебаний ветвей, от динамического изменения натяжения в обводе вследствие изменения его геометрии, усилия, вызываемые колебаниями корпуса (остова) машины, а также нагрузки, обусловленные неравномерностью перематывания звенчатых гусениц.

Постоянные составляющие натяжения по абсолютной величине достигают больших значений и являются основными компонентами, формирующими нагруженность обвода, поэтому важно знать их связи с эксплуатационными и конструктивными факторами.

Считалось, что тяговое усилие $P_{ок}$, предварительное статическое T_c и динамическое T_u натяжения действуют независимо одно от другого и общее натяжение является их суммой:

в рабочей ветви

$$T_p = P_{ок} + T_c + T_u;$$

в свободной ветви

$$T_{св} = T_c + T_u.$$

В действительности же изменение режима движения, т. е. изменение тягового усилия и натяжения от центробежных сил,

приводит к уменьшению статической составляющей, поэтому в общем случае натяжение в ветви нельзя рассматривать как сумму отдельных составляющих. Величина его будет результатом совокупного действия всех компонентов натяжения и зависит от многих эксплуатационных и конструктивных факторов.

Прежде чем перейти к определению суммарного натяжения в ветвях обвода, найдем значения каждой из его составляющих, а затем установим их взаимосвязь.

2. ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ НА ВЕДУЩЕМ КОЛЕСЕ

Тяговое усилие на ведущем колесе определяется условиями движения, т. е. мощностью, необходимой для придания машине скорости на том или ином виде грунта. Зная коэффициент сопротивления движению трактора (транспортера) f_T и прицепа f_n , эту силу при прямолинейном движении можно найти как сумму сил, необходимых для преодоления сопротивления движению тягача ($f_T G_T$), прицепа ($f_n G_n$) и инерционных сопротивлений:

$$P_{\text{вк}} = \frac{1}{2\eta_{\text{з\delta}}} \left(\frac{J_{\text{з\delta}}}{\sigma_{T_{\text{вк}}}} \cdot \frac{dv}{dt} + f_T G_T + f_n G_n + \frac{G_T}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + \gamma_{m_n} \frac{G_n}{g} \frac{dv}{dt} \right),$$

где σ — коэффициент проскальзывания (буксования) опорной ветви по грунту;

γ_{m_n} — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся деталей прицепа.

В этом выражении коэффициент сопротивления движению f_T учитывает только потери, возникающие в результате взаимодействия опорных ветвей гусениц с грунтом при перекатывании движителя, т. е. потери на преодоление внешних сопротивлений. Потери мощности в движителе и подвеске на преодоление внутренних сопротивлений учитываются к. п. д. гусеничного движителя.

Подобное разделение потерь целесообразно потому, что внутренние потери мощности существенно зависят от типа применяемых гусениц и схемы обвода и в одних и тех же условиях движения различны для разных обводов, в то время как потери на деформирование грунта остаются при этом постоянными. В связи с этим выделение внутренних потерь позволяет оценить степень совершенства движителя и учесть особенности его конструкции в соответствующих расчетах. Внутренние потери мощности в движителе при наличии стенов, позволяющих воссоздавать действительный характер нагружения обвода, можно определить во всем тяговом и скоростном диапазонах, а также представить в виде

$$\eta_{\text{з\delta}} = f(P_{\text{вк}}, v).$$

Тогда внешнее сопротивление качению без потерь в гусеничном движителе на любом грунте

$$\dot{f}_m = \frac{2\eta_{\text{з\delta}} P_{\text{вк}}}{G_m} = \eta_{\text{з\delta}} \dot{f}'_m,$$

где f'_m — общее сопротивление качению с учетом внутренних потерь в двигателе;

$P_{вк}$ — тяговое усилие, определяемое экспериментально на данном грунте путем записи крутящего момента на ведущих колесах.

Максимально возможная величина тягового усилия ограничивается или сцеплением гусениц с грунтом или крутящим моментом (мощностью) двигателя, т. е.

$$\frac{1}{2\eta_{\partial\partial}} \left(\frac{J_{\partial\partial}}{\sigma r_{вк}} \frac{dv}{dt} + \Phi G_m \right) \geq P_{вк} \leq \frac{\sigma N_{\partial} \eta_{\partial} \eta_{\partial\partial}}{2v} -$$

$$- (a_{\partial} + J_{\partial}) \frac{i_{mр}^2 \eta_{\partial} \eta_{mр}}{2\sigma r_{вк}^2} \frac{dv}{dt} - J_{mр} \frac{\eta_{mр}}{2\sigma r_{вк}} \frac{dv}{dt},$$

где a_{∂} — коэффициент, характеризующий потери крутящего момента двигателя на режимах разгона и замедления вследствие отклонений процессов от установившихся.

Левая часть последнего выражения представляет собой предельную величину тягового усилия по условию сцепления гусениц с грунтом, а правая — по условию реализации всей мощности двигателя. В обоих случаях учитывается инерция вращающихся масс машины (двигателя, трансмиссии, гусеничного движителя).

Для установившегося движения выражения тягового усилия имеют более простой вид

$$P_{вк} = \frac{f_m G_m + f_n G_n}{2\eta_{\partial\partial}} \quad (1)$$

и

$$\frac{\Phi G_m}{2\eta_{\partial\partial}} \geq P_{вк} \leq \frac{\sigma N_{\partial} \eta_{\partial} \eta_{mр}}{2v}. \quad (2)$$

3. СИЛА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СТАТИЧЕСКОГО НАТЯЖЕНИЯ

Сила предварительного статического натяжения в обводе с обычными гусеницами (с открытыми металлическими шарнирами)

$$T_c = \frac{ql^2}{8f}. \quad (3)$$

Это выражение получено из предположения, что гусеничный обвод является гибким, а форма провисания гусеничной цепи в пролетах между катками представляет параболу [2]. На самом деле кривая провисания гибкой ветви соответствует цепной линии. Однако при малых провисаниях это различие несущественно и на точности расчетов не сказывается. Поэтому при определении натяжения в гусеницах, не имеющих в шарнирных соединениях упругих сопротивлений, использование выражения (3) правомерно.

Для расчета усилий в упругих обводах формулу (3) применять нельзя из-за принятых при ее выводе предпосылок об отсутствии продольной и угловой жесткости ветви.

Найдем связь между растягивающей нагрузкой и параметрами упругой ветви. Рассматривая упругую ветвь, мы получим зависимости, справедливые для всех типов обвода. Частные случаи будут отличаться лишь тем, что конечные формулы будут упрощены по сравнению с общей зависимостью в соответствии с частными ограничениями, характеризующими тот или иной тип обвода.

С достаточным приближением гусеничная цепь может быть заменена лентой с равномерно распределенными по ее длине весом и жесткостью. Не внося заметных погрешностей в окончательные выводы, подобное допущение позволяет использовать для анализа методы теории упругости и получить точные аналитические зависимости.

С учетом такого допущения упругую ветвь характеризуют три параметра: вес единицы длины q , удельная продольная жесткость κ_0 и относительная угловая жесткость m_0 .

Удельная продольная жесткость определяется зависимостью

$$\kappa_0 = \frac{Tl_0}{\Delta l_0 F \delta},$$

где Δl_0 — абсолютное изменение шага гусеницы под действием растягивающего усилия T ;
относительная угловая жесткость

$$m_0 = \frac{M_{ш}}{b\alpha},$$

где $M_{ш}$ — момент скручивания шарнира (участка ленты длиной l_0) при соответствующем угле закручивания α ;
 b — ширина гусеницы.

Тогда приведенную изгибную жесткость EJ ветви с равномерно распределенными по длине параметрами можно выразить через параметры звенчатой гусеницы

$$EJ = m_0 l_0 b.$$

В идеальном гибком обводе $m_0 = 0$ и $\frac{1}{\kappa_0} = 0$. В жестком нерастяжимом обводе, обладающем угловыми сопротивлениями в шарнирах, угловая жесткость m_0 имеет конечное значение, а податливость $\frac{1}{\kappa_0} = 0$.

Схема упругой ветви, провисающей между катками, показана на рис. 1. Длина пролета при этом принята равной расстоянию между сечениями участков гусеницы, лежащих на катках горизонтально.

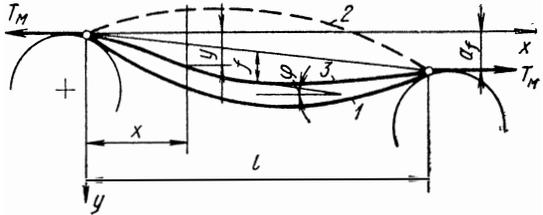
При провисании упругой ветви, находящейся под натяжением T , изгибающий момент в сечении x

$$M_x = - \frac{m_0 l_0 b \frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}.$$

При небольшой кривизне ветви бесконечно малыми величинами второго порядка можно пренебречь. С учетом этого после дву-

Рис. 1. Схема к определению натяжения в упругой ветви:

1 — провисание гибкой ветви; 2 — положение невесомой ветви с предварительной закруткой шарниров; 3 — провисание упругой ветви



кратного дифференцирования данного выражения можно получить следующее уравнение статического прогиба:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \kappa^2 \frac{d^2 y}{dx^2} = q_0, \quad (4)$$

где

$$\kappa^2 = \frac{T}{m_0 l_0 b};$$

$$q_0 = \frac{q}{m_0 l_0 b}.$$

Общее решение уравнения (4) имеет вид

$$y = c_1 + c_2 x + c_3 e^{\kappa x} + c_4 e^{-\kappa x} - \frac{q_0}{2\kappa^2} x^2. \quad (5)$$

Постоянные интегрирования определяются из условий:

$$y_{x=0} = 0;$$

$$y_{x=l} = a_f;$$

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=0} = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=l} = 0.$$

Исходное дифференциальное уравнение (4) является наиболее общим и может быть использовано для вывода уравнений провисания как упругих, так и неупругих ветвей. Так, если предположить, что ветвь гибкая ($m_0 = 0$), то уравнение (4) примет вид

$$T \frac{d^2 y}{dx^2} = -q.$$

Решение этого дифференциального уравнения есть уравнение параболы

$$y = \left(\frac{af}{l} + \frac{ql}{2T} \right) x - \frac{q}{2T} x^2. \quad (6)$$

Если бы в исходном уравнении статического прогиба (4) были оставлены бесконечно малые члены, которыми мы пренебрегли, то вместо уравнения параболы было бы получено уравнение цепной линии.

Величину стрелы максимального провисания можно определить, учитывая следующее. Наибольшее провисание будет в точке, где касательная к ветви параллельна линии, соединяющей концы ветви, т. е.

$$\frac{dy}{dx} = \frac{af}{l}.$$

Используя это условие, находим, что максимальное провисание будет при $x = \frac{l}{2}$. Подстановка этого значения в выражение (6) позволяет найти величину провеса ветви

$$f = y_{x=\frac{l}{2}} - \frac{af}{2} = \frac{ql^2}{8T}.$$

Таким образом, получено приведенное выше выражение (3), связывающее натяжение гибкой ветви с ее провисанием.

Использовать уравнение (5) в практических расчетах затруднительно вследствие громоздкости и трудоемкости вычислений. При определении постоянных интегрирования без заметных погрешностей некоторыми членами этого уравнения можно пренебречь ввиду их малости и считать:

$$c_1 = -\frac{q_0 l}{2\kappa^3};$$

$$c_2 = \frac{q_0 l}{2\kappa^2};$$

$$c_3 = \frac{q_0 l}{\kappa^3} e^{-\kappa l};$$

$$c_4 = \frac{q_0 l}{2\kappa^3}$$

После подстановки этих коэффициентов в уравнение (5) выражение для определения стрелы провисания, т. е. максимальной координаты y в сечении $x = \frac{l}{2}$, имеет вид

$$f = \frac{ql^2}{8T} \left(1 - \frac{4}{l} \sqrt{\frac{m_0 l_0 b}{T}} \right). \quad (7)$$

Из сравнения формул (3) и (7) видно, что расхождение между расчетными значениями усилий в гибкой и упругой ветвях при одинаковой стреле провисания значительно. Для реальных значений угловой жесткости (200—400 кгс·см/см·рад) ошибка в определении силы натяжения по формуле (3) достигает 35—40%.

Выражение (7) справедливо для тех случаев, когда отсутствует предварительная закрутка шарниров. Если же при сборке гусеницы траки повернуты один относительно другого на угол α_3 , то стрела провисания ветви будет меньше. В этом случае суммарная стрела провисания будет складываться из отрицательного прогиба, образуемого вследствие предварительной установки шарниров y_3 (кривая 2 на рис. 2), и провисания под действием веса гусеницы.

Величину прогиба y_3 можно найти подстановкой $x = \frac{l}{2}$ в уравнение, описывающее участок окружности радиусом

$$R = \frac{l_0}{2 \sin \frac{\alpha_3}{2}}.$$

Выражение для определения суммарного прогиба можно упростить, если влияние угла предварительной закрутки учесть коэффициентом k_3 . Это возможно в силу того, что количество зубьев ведущего колеса, угловая жесткость и шаг современных гусениц изменяются в небольших пределах и поэтому данный коэффициент остается почти неизменным. Наиболее удобным для практических расчетов является выражение

$$f = \frac{ql^2}{8T} \left(1 - \frac{4k_3}{l} \sqrt{\frac{m_0 l_0 b}{T}} \right), \quad (8)$$

где k_3 — опытный коэффициент.

По результатам многочисленных экспериментов установлено, что для ветвей длиной до $20l_0$ коэффициент k_3 можно принимать равным 1,5, а для более длинных ветвей — равным 2.

Сравнивая выражения (7) и (8) для определения силы предварительного натяжения по провисанию с учетом угловой жесткости шарниров с обычно применяемой формулой (3), можно видеть, что при расчете натяжения ($m_0 = 200 \div 400$ кгс·см/см·рад) по формуле (3) получается ошибка, равная 60—80%, а в некоторых случаях и больше.

На рис. 2 приведены значения прогибов (стрел провисания), определенные по различным формулам, и экспериментальные данные для ветви с $l = 22l_0$ и $\alpha_3 = 15^\circ$. Кривая 1, соответствующая

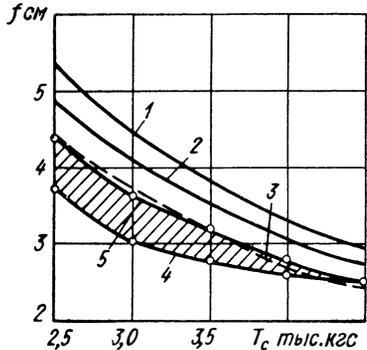


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения провесов ветви при различных натяжениях

шая формуле (3), показывает наибольшие отклонения (до 90%) значений провеса от действительных. Истинное провисание отображено кривыми 4 и 5. Кривая 5 соответствует изменению прогибов при увеличении растягивающих усилий, кривая 4 — при их уменьшении. Разница в значениях стрелы провисания (кривые 4 и 5) является следствием гистерезисных потерь в шарнирах, при проведении замеров в статическом состоянии. В движении ветвь провисает в соответствии с прогибами (кривая 5).

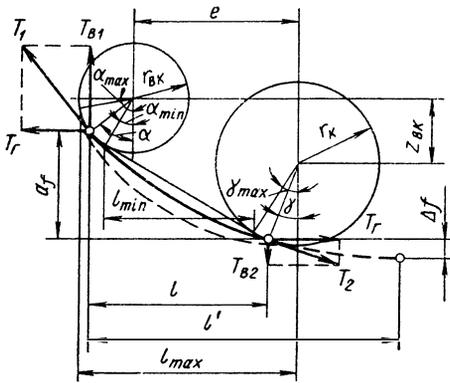


Рис. 3. Схема провисания наклонной ветви

При отсутствии установочного угла между траками, что имеет место, например, у ленточных гусениц и у гусениц с резино-металлическими шарнирами, потерявшими предварительную за-

Выражение (7) обеспечивает получение более точных значений усилий (кривая 2), чем выражение (3). Значения же прогибов, определенные по выражению (8) (кривая 3), не отличаются от опытных данных (кривая 5).

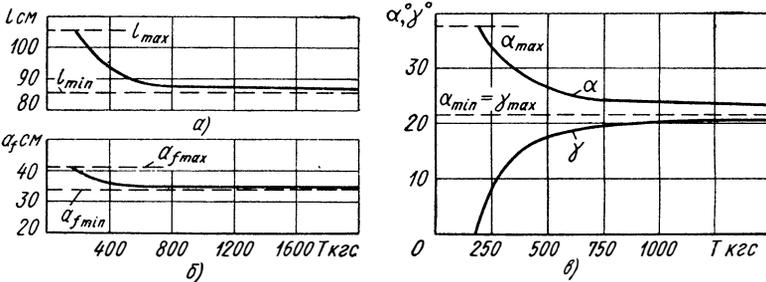


Рис. 4. Изменение длины пролета l , высоты подвеса наклонной ветви a_f , углов α и γ в зависимости от натяжения:

а — зависимость $l = f(T)$; б — зависимость $a_f = f(T)$; в — зависимости $\alpha = f(T)$ и $\gamma = f(T)$

крутку в процессе эксплуатации, справедливой остается формула (7), так как в этих случаях $k_3 = 1$.

В наклонных ветвях, особенно в передней, стрела провисания при изменении тяговой нагрузки изменяется в очень широких пределах за счет изменения длины ветви. Концевые условия и фактическая длина пролета при этом в отличие от верхних ветвей также существенно меняются, поэтому связь между натяжением и провисанием может быть иной.

На рис. 3 показана схема провисания наклонной ветви, а на рис. 4 — графики, иллюстрирующие влияние силы натяжения на величину углов α и γ , а также на величину пролета l и высоту подвеса a_f для передней наклонной ветви. Из графиков видно, что координаты точек подвеса и углы наклона (особенно угол γ) меняются при изменении натяжения во всем диапазоне нагрузок. Однако в диапазоне, который является рабочим и, следовательно, представляет практический интерес ($T > 500$ кгс), изменения параметров ветви очень малы. Так, углы α и γ меняются в этом диапазоне на $2-3^\circ$, а относительное изменение координат ветви l и a_f составляет $\sim 2,5-3,5\%$. Поэтому с достаточной точностью в практических расчетах можно пользоваться величинами a_f , l , γ и α , найденными для предельного состояния ветви ($\gamma = \gamma_{\max}$), и использовать их при определении коэффициентов в уравнении (5). При необходимости более точного нахождения кривой провисания ветви постоянные интегрирования c_i определяют с учетом изменения конечных условий.

Вывод и анализ уравнений прогибов для наклонной упругой ветви показывает, что истинная форма ее провисания при средних значениях угловой жесткости шарниров ($200-300 \frac{\text{кгс}\cdot\text{см}}{\text{см}\cdot\text{рад}}$) приближается к параболе. При больших значениях угловой жесткости ($m_0 > 400 \frac{\text{кгс}\cdot\text{см}}{\text{см}\cdot\text{рад}}$) кривая провисания подобна окружности (особенно при малых значениях растягивающих усилий T и длины пролета). Исходя из этого, при определении изменения натяжения в передней или задней наклонных ветвях можно пользоваться выражением (3).

4. НАТЯЖЕНИЕ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ

Натяжение, вызываемое центробежными силами, для гибкой нерастяжимой ветви определяется из выражения

$$T_u = \frac{qv^2}{g}, \quad (9)$$

которое можно получить, рассматривая равновесие элементарного участка обвода, провисающего по любой кривой переменного радиуса ρ . Выделим элемент длины dl обвода, ограниченный углом $d\alpha$. Центробежная сила этого элемента, равная $\frac{qv^2}{g\rho} dl$, уравновешивается составляющими динамического натяжения T_u . Так как силы T_u направлены под углом $\frac{d\alpha}{2}$ к радиусу кривизны (имеется в виду радиус кривизны в центре элемента длины), то

$$2T_u \frac{d\alpha}{2} = \frac{qv^2}{g\rho} dl.$$

Учитывая, что $dl = \rho d\alpha$, получим

$$T_u = \frac{qv^2}{g}.$$

Из формулы (9) следуют два очень важных вывода. Первый заключается в том, что динамическое натяжение от центробежных сил не зависит от формы обвода или характера провисания ветвей, а определяется только скоростью перематывания обвода относительно корпуса машины.

Второй вывод состоит в следующем: поскольку центробежные силы уравниваются составляющими динамического натяжения, т. е. внутренними силами, то динамическое натяжение от центробежных сил не создает реакций на деталях, образующих контур обвода.

Звенчатость гусеничной цепи приводит к появлению переменной составляющей центробежного натяжения. Амплитуда этой составляющей имеет максимальное значение, когда вся масса трака сосредоточена в шарнирах:

$$A_u = \frac{qv^2}{2g} \left(1 - \cos \frac{\alpha_k}{2}\right),$$

где α_k — центральный угол на колесе.

В этом случае амплитуда составляет $\sim 1,7$ — $1,8\%$ от величины, определяемой выражением (9). В действительности масса трака равномерно распределена по его длине и изменение натяжения от центробежных сил еще меньше.

Продольная податливость ленточных гусениц и гусениц с резино-металлическими шарнирами обуславливает некоторое удлинение ветвей на высоких скоростях и изменение вследствие этого веса единицы длины. Величина центробежного натяжения таких гусениц будет меньше, чем жестких:

$$T_u = -\frac{\kappa_0 F_\partial}{2} + \sqrt{\frac{\kappa_0^2 F_\partial^2}{4} + \kappa_0 F_\partial \frac{qv^2}{g}}.$$

Однако уменьшение динамического натяжения заметно (~ 5 — 7%) только на высоких скоростях (свыше 100 км/ч). При скоростях до 60 — 70 км/ч вытяжкой гусениц можно пренебречь и для расчетов пользоваться выражением (9).

5. ВЛИЯНИЕ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ НА ВЕЛИЧИНУ НАТЯЖЕНИЯ В РАБОЧЕЙ И СВОБОДНОЙ ВЕТВЯХ

Выше были рассмотрены постоянные составляющие натяжения. Общее натяжение в ветвях, однако, не может быть определено как сумма этих составляющих. Изменение тяговой нагрузки и скорости приводит в упругом обводе к существенному изменению величины предварительного статического натяжения и, как следствие, к изменению общего натяжения. Установлено, что это из-

менение столь значительно, что использование в расчетах традиционных методов нахождения усилий в обводе, основанных на принципе суперпозиции, исключается. Причина этого явления заключается в податливости гусениц, изменении формы провисания ветвей под действием тягового усилия и центробежного натяжения. При этом небольшое изменение формы ведет к резкому перераспределению натяжений в ветвях обвода. Это закономерно. Из формулы (3) следует, что при малом провисании достаточно незначительно изменить стрелу провисания, чтобы растягивающее усилие изменилось в несколько раз.

Рассмотрим сначала, как изменяется натяжение в ветвях обвода от действия тягового усилия. Центробежные силы не будем учитывать, т. е. будем считать, что движение происходит с очень малыми скоростями.

Поскольку ведущее колесо движителя под действием приложенных к нему сил T_p , T_{cb} и крутящего момента $M_{ок}$ находится в равновесии, то можно записать следующее условие равновесия:

$$T_p = T_{cb} + P_{ок}. \quad (10)$$

Тяговое усилие, как было установлено выше, зависит от режима движения и для заданных условий может быть всегда определено однозначно. Натяжение же в свободной ветви зависит от режима движения (тягового усилия) и от конструктивной схемы движителя.

С приложением тягового усилия стрела провисания каждого участка свободной ветви изменяется из-за перераспределения длин свободной и рабочей ветвей. Согласно уравнениям (3) или (8) меняется и натяжение свободной ветви. С увеличением тяговой нагрузки оно уменьшается по сравнению с первоначальным статическим натяжением. Следует иметь в виду, что в современных упругих обводах для обеспечения их устойчивой работы предварительное статическое натяжение создается очень высоким. Иногда оно составляет 2000—3000 кгс, т. е. по величине сопоставимо или даже больше тягового усилия. В связи с этим изменение предварительного натяжения от действия тягового усилия существенно меняет характер нагруженности обвода.

Для того чтобы определить величину натяжения в свободной ветви при различных тяговых нагрузках, необходимо найти зависимость растягивающего усилия от длины ветви. Зная приращение длины свободной ветви, вызываемое тяговой нагрузкой, можно найти связь между натяжением в ней и величиной тягового усилия. Это позволит одновременно выявить влияние конструктивной схемы движителя на нагруженность обвода. Влияние конструктивной схемы сказывается в том, что соотношение длин рабочей и свободной ветвей в схемах с передним и задним расположением ведущего колеса различно. Следовательно, изменяются стрелы провисания ветвей при одном и том же тяговом усилии.

Если к рабочей ветви приложить тяговую нагрузку, то свободная ветвь получит приращение длины

$$\Delta l_{св} = \Delta l_f + \Delta l_y,$$

где Δl_f — приращение длины за счет уменьшения стрелы провисания рабочей ветви;

Δl_y — приращение длины от упругой деформации рабочей ветви.

Величина Δl_f незначительна даже при полном распрямлении ветви. Так, например, если принять $T_c = 2000 \text{ кгс}$, то при $m_0 = 200 \frac{\text{кгс} \cdot \text{см}}{\text{см} \cdot \text{рад}}$ стрела провисания ветви длиной 139,5 см будет равна 1 см. Максимальное приращение от полного распрямления этой ветви составит всего 0,018 см.

Соответственно удлинение свободной ветви от уменьшения стрелы провисания всех ветвей, находящихся под действием силы тяги, будет также незначительным. Поэтому при анализе упругих обводов можно считать, что изменение формы свободной ветви (изменение ее длины) является результатом только упругих деформаций Δl_y рабочей ветви, которые в десятки раз больше приращений длины Δl_f .

В реальных жестких обводах (при использовании гусениц с металлическими шарнирами) приращение длины свободной ветви за счет уменьшения провисания участков рабочей ветви сопоставимо с величиной упругих деформаций.

В уточненных расчетах это приращение желательно учитывать. Однако, как показывают экспериментальные исследования, и в этом случае определяющей является упругая деформация рабочей ветви.

Упругое приращение длины свободной ветви определяют с учетом того, что рабочая ветвь под натяжением T_p получает по сравнению с первоначальным состоянием, когда обвод был нагружен только предварительным статическим натяжением, дополнительное удлинение

$$\Delta l_p = \frac{T_p - T_c}{\kappa_0 F_{\partial}} l_p,$$

где l_p — общая длина всех участков рабочей ветви, находящейся в свободном состоянии (при отсутствии растягивающих сил).

Номинальное удлинение (без учета растяжения под действием силы T_p)

$$\Delta l_{нр} = \frac{T_p - T_c}{\kappa_0 F_{\partial} + T_p} l_p.$$

На участке свободной ветви данное удлинение под действием силы $T_{св}$ будет

$$\Delta l'_{св} = \Delta l_{нр} + \frac{T_{св}}{\kappa_0 F_{\partial}} \Delta l_{нр} = \frac{T_p - T_c}{\kappa_0 F_{\partial} + T_p} l_p \left(1 + \frac{T_{св}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right).$$

Вследствие снижения натяжения свободной ветви по сравнению с первоначальным ее длина уменьшается на величину $\Delta l''_{св}$:

$$\Delta l''_{св} = \frac{T_c - T_{св}}{\kappa_0 F_{\partial}} l_{св},$$

где $l_{св}$ — первоначальная длина свободной ветви.

Начальная длина свободной ветви связана с длиной ветви $l_{свс}$, находящейся под предварительным натяжением, соотношением

$$l_{св} = \frac{l_{свс}}{1 + \frac{T_c}{\kappa_0 F_{\partial}}}.$$

Таким образом, фактическое удлинение свободной ветви

$$\Delta l_{св} = \Delta l'_{св} - \Delta l''_{св} = \frac{T_p - T_c}{\kappa_0 F_{\partial} + T_p} l_p \left(1 + \frac{T_{св}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right) - \frac{T_c - T_{св}}{\kappa_0 F_{\partial}} l_{св}. \quad (11)$$

При переднем расположении ведущих колес это приращение полностью идет на увеличение длины ветви одного пролета (под ведущим колесом). При заднем расположении ведущего колеса сбег рабочей ветви соответственно распределяется между всеми пролетами свободной ветви примерно пропорционально их длинам. Удлинение передней наклонной ветви в этом случае

$$\Delta l_{свн} \approx \Delta l_{св} \frac{l_n}{l_{св}},$$

где l_n — длина наклонного участка свободной ветви.

Из теории упругости известно, что длина наклонной ветви, провисающей по параболе, связана с натяжением уравнениями:

$$\begin{aligned} S_n = l_{св} + \Delta l_{свн} = & \left(\frac{l}{4} - \frac{a_f T_e}{2ql} \right) \sqrt{1 + \left(\frac{a_f}{l} - \frac{ql}{2T_e} \right)^2} + \\ & + \left(\frac{l}{4} + \frac{a_f T_e}{2ql} \right) \sqrt{1 + \left(\frac{a_f}{l} + \frac{ql}{2T_e} \right)^2} + \frac{T_e}{2q} \operatorname{Arsh} \left(\frac{ql}{2T_e} - \frac{a_f}{l} \right) + \\ & + \frac{T_e}{2q} \operatorname{Arsh} \left(\frac{ql}{2T_e} + \frac{a_f}{l} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

$$T_{св} = T_e \sqrt{1 + \left(\frac{a_f}{l} + \frac{ql}{2T_e} \right)^2}, \quad (13)$$

где l — длина пролета (см. рис. 3);

T_e — горизонтальная составляющая натяжения.

Решение системы уравнений (10) — (13) позволяет найти растягивающие усилия в ветвях T_p и $T_{св}$, которые определяют нагруженность обвода.

Эту систему можно упростить, если заменить выражение (13) приближенным, исходя из соотношений размеров в современных обводах, т. е. $T_e = 0,875 T_{св}$.

Подставляя это выражение в уравнение (12), можно найти зависимость силы натяжения в свободной ветви от ее длины.

На рис. 5 показана зависимость силы натяжения от удлинения ветви [кривая 1, построенная по уравнениям (12) и (13)]. Как видно из графика, резкое снижение усилия $T_{св}$ происходит при достижении приращением $\Delta l_{св}$ значений 0,5—1 см. Дальнейшее приращение длины ветви почти не сказывается на величине натяжения, оно достигает своего минимума при данных значе-

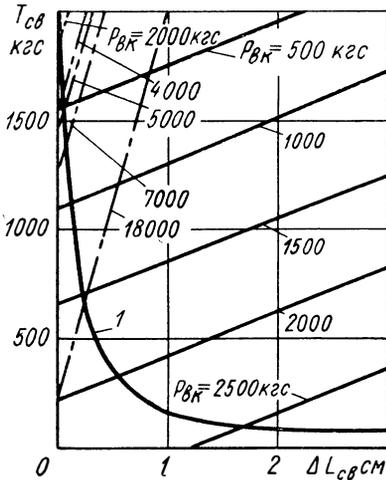


Рис. 5. Влияние приращения длины свободной ветви на величину натяжения (при $T_c = 2000$ кгс):

— для обвода с передним расположением ведущих колес; — для обвода с их задним расположением

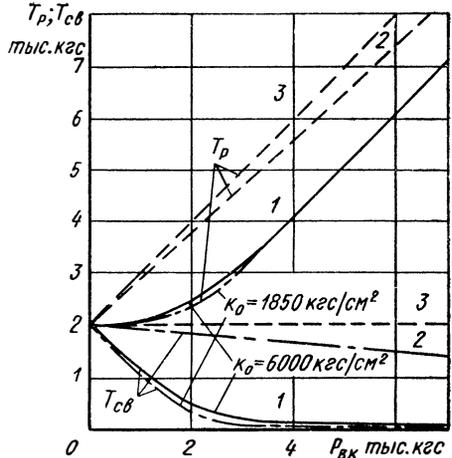


Рис. 6. Натяжение в рабочей и свободной ветвях:

1 — при переднем расположении ведущих колес; 2 — при заднем расположении ведущих колес; 3 — в случае отсутствия продольной податливости

ниях приращения. Это обстоятельство предопределяет неодинаковое уменьшение натяжения в обводах с передним и задним расположением ведущего колеса.

На графике приведены значения усилия $T_{св}$, определенные из уравнения (11) для различных значений тяги. Точки пересечения этих линий с кривой 1 удовлетворяют уравнениям (11) и (12), т. е. представляют собой решение приведенной выше системы уравнений. Отсюда видно, что при переднем расположении ведущих колес натяжение в свободной ветви резко уменьшается в эксплуатационном диапазоне тяговых нагрузок (1000—2000 кгс). При заднем расположении ведущих колес уменьшение натяжения в свободной ветви при таких тяговых нагрузках очень мало. Существенно натяжение в свободной ветви уменьшается только при усилиях 15 000—18 000 кгс, т. е. при нагрузках, превышающих максимально возможную силу тяги.

В результате перераспределения натяжений в ветвях при приложении тяговой нагрузки характер нагружения ветвей в обводах с передним и задним расположением ведущих колес различен. На рис. 6 показана зависимость растягивающих усилий в рабочей и свободной ветвях от тягового усилия, из которой видно, что при переднем расположении ведущих колес натяжение в свободной ветви на эксплуатационном режиме ($P_{\text{вк}} = 1000 \div 2000 \text{ кгс}$) уменьшается по сравнению с первоначальным статическим натяжением ($T_c = 2000 \text{ кгс}$) в 2—5 раз, а натяжение в рабочей ветви увеличивается на 100—250 кгс. На основании этого можно считать, что при тяговых усилиях, не превышающих предварительное статическое натяжение, растягивающая нагрузка в рабочей ветви примерно равна предварительному статическому натяжению, а при тяговых усилиях, больших натяжения T_c , когда свободная ветвь полностью ослаблена, натяжение равно силе тяги.

В случае заднего расположения ведущих колес натяжение в свободной ветви уменьшается очень незначительно. Величина его в эксплуатационном режиме только на 200—400 кгс меньше, чем натяжение в рабочей ветви при переднем расположении ведущих колес. Натяжение же в рабочей ветви возрастает в среднем на $0,8 \text{—} 0,9 P_{\text{вк}}$.

Заметим, что падение натяжения в свободной ветви мало зависит от жесткости шарниров при изменении ее в диапазоне значений, характерных для современных гусениц.

На рис. 6 для сравнения показаны кривые натяжений для гусениц, имеющих жесткость, близкую к минимальной ($\kappa_0 = 1850 \text{ кгс/см}^2$) и максимальной ($\kappa_0 = 6000 \text{ кгс/см}^2$). Разница в протекании процесса для обеих гусениц невелика. Это объясняется тем, что оба значения жесткости значительно ниже значения модуля упругости стали.

В результате описанного выше характера изменения растягивающих усилий в ветвях нагруженность различных участков обвода оказывается неодинаковой при одних и тех же тяговых нагрузках трактора, но при разных схемах движителя (при различном расположении ведущего колеса).

На рис. 7 показаны эпюры растягивающих усилий, построенные для различных случаев нагрузки гусеничной машины. Касательные реакции грунта в приведенных схемах показаны равномерно распределенными по длине опорной ветви, поскольку их закон изменения при заданном тяговом усилии $P_{\text{вк}}$ не влияет на разность натяжений $T_p - T_{\text{св}}$.

При тяговом усилии в обводе, не прерывающемся предварительного статического натяжения (см. рис. 7, а), верхняя ветвь обвода нагружена примерно одинаково как при переднем, так и при заднем расположении ведущего колеса. Наклонные же ветви значительно больше нагружены (почти на величину статического натяжения) в схеме с задним расположением ведущего колеса. Более нагруженной в этой схеме является и опорная ветвь.

В связи с этим для машин, эксплуатирующихся с тяговыми нагрузками, меньшими, чем статическое натяжение, предпочтительнее схема движителя с передним расположением ведущего колеса, так как она обеспечивает меньшую нагруженность обвода.

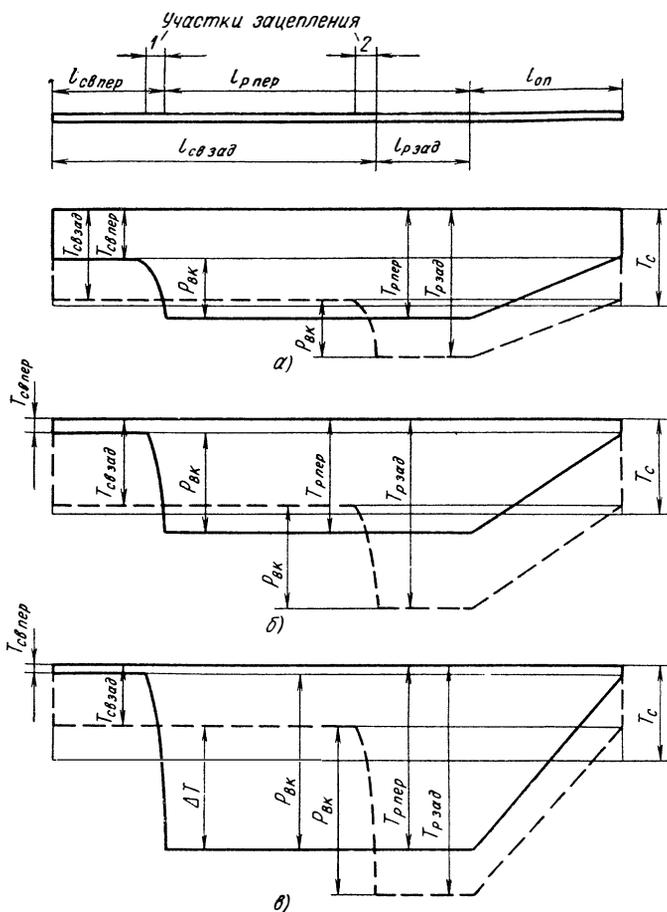


Рис. 7. Эпюры растягивающих усилий в обводе:

— при переднем расположении ведущих колес; — — — при заднем расположении ведущих колес; 1 и 2 — участки зацепления при переднем и заднем расположении ведущих колес

При тяговых нагрузках, превышающих предварительное статическое натяжение (см. рис. 7, в), наклонные ветви обвода по-прежнему более нагружены (на величину, несколько меньшую усилия T_c) при заднем расположении ведущего колеса. Верхняя же ветвь нагружается больше в схеме с передним расположением ведущего колеса. Превышение нагрузки равно разности между тяговым усилием и предварительным статическим натяжением

(т. е. $\Delta T = P_{\text{вк}} - T_{c\sigma_{\text{зад}}}$). В связи с этим выбор рациональной схемы в последнем случае связан с величиной ожидаемых эксплуатационных тяговых нагрузок, т. е. с назначением гусеничной машины.

Таким образом, для тракторов и других гусеничных машин, эксплуатирующихся в условиях больших тяговых усилий, с точки зрения динамической нагруженности обвода, целесообразна схема движителя с задним расположением ведущего колеса. Если же рабочие нагрузки по своей величине сопоставимы с предварительным статическим натяжением (см. рис. 7, б), то предпочтение должно быть отдано схеме с передним ведущим колесом.

Следует, однако, иметь в виду, что для обеспечения устойчивой работы обвода и зацепления абсолютное приращение длины свободной ветви должно быть по возможности минимальным, т. е. сбег рабочей ветви $\Delta l'_{c\sigma}$ должен почти целиком компенсироваться упругими деформациями свободной ветви $\Delta l''_{c\sigma}$. Это возможно, как видно из уравнения (11), только при $T_c \geq P_{\text{вк}}$, поэтому при переднем расположении ведущего колеса предварительное статическое натяжение гусениц должно быть равно или больше вероятных эксплуатационных значений тягового усилия.

Определение усилий в ветвях с учетом их провисания — трудоемкий процесс, требующий большой точности вычислений, особенно функции $S_n = f(T_{c\sigma})$.

Рассмотрим упрощенный приближенный способ вычислений, полагая, что соотношения между усилиями в ветвях зависят только от изменения длин ветвей, обусловленного продольной податливостью гусениц, а сами усилия определяются только величиной упругих деформаций.

В этом случае сумма удлинений $\Delta l_p + \Delta l_{c\sigma}$ при любом значении усилия $P_{\text{вк}}$ равна сумме удлинений ветвей от статического натяжения, т. е.

$$\Delta l_p + \Delta l_{c\sigma} = \Delta l_{cp} + \Delta l_{c\sigma c}$$

или

$$\frac{T_p}{\kappa_0 F \partial} l_p + \frac{T_{c\sigma}}{\kappa_0 F \partial} l_{c\sigma} = \frac{T_c}{\kappa_0 F \partial} (l_p + l_{c\sigma}),$$

откуда

$$T_p = T_c \left(1 + \frac{l_{c\sigma}}{l_p} \right) - T_{c\sigma} \frac{l_{c\sigma}}{l_p}.$$

Из последнего выражения следует, что продольная жесткость не влияет на величину усилий в ветвях. Это понятно, так как при принятом предположении об отсутствии связи между удлинением ветви и ее провисанием абсолютная величина продольных деформаций не сказывается на значениях сил.

В действительности повышение жесткости κ_0 несколько снижает темп падения усилия $T_{c\sigma}$ при увеличении тяговой нагрузки $P_{\text{вк}}$ (см. рис. 6).

Используя уравнение равновесия сил на ведущем колесе (10), получаем

$$T_{св} = T_c - \frac{P_{вк}}{1 + \frac{l_{св}}{l_p}}. \quad (14)$$

Анализ этой зависимости для различных соотношений длин ветвей и усилий показывает, что она обеспечивает точность, достаточную для практических расчетов (расхождение с изложенным выше методом не более 3—5%), и поэтому может быть рекомендована для оценки нагруженности упругого обвода. Заметим, что применение ее ограничивается областью положительных значений натяжения, т. е. условием $P_{вк} \leq T_c$. В диапазоне тяговых нагрузок, превышающих предварительное натяжение, растягивающее усилие в свободной ветви постоянно и равно своему минимальному значению. Можно считать, что в этом диапазоне $T_{св \min} \approx 0,5ql_{св}$.

При $T_{св} = 0$ получаем условие для определения желательного с точки зрения устойчивой работы передней наклонной ветви значения предварительного натяжения

$$T_c = \frac{P_{вк}}{1 + \frac{l_{св}}{l_p}}. \quad (15)$$

При переднем расположении ведущего колеса $T_c \approx P_{вк}$.

Таким образом, значение предварительного статического натяжения в обводе должно выбираться, исходя из вероятных эксплуатационных нагрузок. Если статическое натяжение будет меньше, чем это требуется по условию (15), то передняя наклонная ветвь при больших тяговых нагрузках будет иметь значительную стрелу провисания (провисать в виде так называемого «мешка»). Это приводит к снижению устойчивости ветви и создает опасность нарушения работы гусеничного зацепления на различных режимах движения машины (особенно на поворотах).

Как следует из формулы (15), упругие обводы с передним расположением ведущего колеса требуют более высокого предварительного статического натяжения, чем при заднем его расположении.

Экспериментальные исследования показывают, что формула (14) обеспечивает получение достаточно близкого приближения к действительным значениям натяжения.

Относительно высокая степень точности формулы (14), несмотря на принятое при ее выводе допущение об отсутствии провисания ветвей обвода объясняется тем, что уменьшение или увеличение провисания сопровождается соответствующим изменением длины ветви, а математически провисание может быть представлено в виде условий жесткости ветви при ее растяжении. Поскольку абсолютное значение жесткости не влияет на перераспределение деформаций между рабочей и свободной ветвями

в их распрямленном состоянии, то пренебречь провисанием можно в пределах допустимой нелинейности функции $T = f(l)$. В случае же линейной связи между натяжением и фактической длиной ветви подобное допущение не дало бы погрешности.

В связи с этим по формуле (14) можно получить более точные значения усилий для упругих обводов, чем для жестких.

При выводе уравнений, связывающих натяжение в ветвях обвода с тяговой нагрузкой, не учитывалось изменение геометрии обвода, и следовательно, длины наклонных ветвей, возникающее в результате деформирования упругих элементов подвески под действием тягового усилия в обводе, а точнее, вертикальной составляющей этого усилия, равной $P_{\text{вк}} \sin \gamma_3$ (γ_3 — угол наклона задней наклонной ветви). Можно предположить, что при больших тяговых нагрузках в движителях, имеющих мягкую подвеску, перераспределение растягивающих усилий должно отличаться от рассмотренного выше. Установлено, что для обводов без поддерживающих катков влиянием подвески при расчетах можно пренебречь.

Эффект подрессоривания необходимо учитывать только в схемах с поддерживающими катками при заднем расположении ведущего колеса и при тяговых усилиях, значительно превышающих предварительное статическое натяжение. Для этого случая можно рекомендовать упрощенную зависимость

$$T_{\text{св}} = T_c - P_{\text{вк}} \frac{l_p + \frac{2\kappa_0 F_{\partial} \sin^2 \gamma_3}{n\kappa_m}}{l_p + l_{\text{св}} + \frac{4\kappa_0 F_{\partial} \sin^2 \gamma_3}{n\kappa_m}}$$

6. СВЯЗЬ МЕЖДУ НАТЯЖЕНИЕМ В ВЕТВЯХ ОБВОДА И НАГРУЗКАМИ ПОД ОПОРНЫМИ КАТКАМИ

Изменение натяжения в ветвях обвода отражается на эпюре давления под катками. Нагрузка под передним или задним катком будет всегда меньше, чем нагрузка на каток, на величину вертикальной составляющей натяжения. При неизменной суммарной вертикальной реакции грунта на опорную ветвь обвода (которая равна весу машины и вертикальной составляющей от усилия на крюке) изменение натяжения и, как следствие, давлений под крайними катками вызывает перераспределение всей эпюры давлений.

Определим влияние схемы движителя и усилий в ветвях обвода на характер этого перераспределения. Статическая нагрузка на каток без учета натяжения от гусеничных цепей при постоянной жесткости κ_m упругого элемента подвески определяется из выражения:

$$P_i = \kappa_m f_{\text{см}i}$$

где $f_{\text{см}i}$ — статический ход катка.

При нагруженном обводе усилия под катками можно определить по формулам:
под передними

$$P_{\kappa_1} = \kappa_1 (f_{cm_1} + \Delta f_1) + \frac{G_n}{2n} - T_{cs} \sin \gamma_n; \quad (16)$$

под средними (внутренними)

$$P_{\kappa_i} = \kappa_m (f_{cm_i} + \Delta f_i) + \frac{G_n}{2n} \quad (\text{где } i = 2, 3, \dots, n-1); \quad (17)$$

под задними

$$P_{\kappa_n} = \kappa_m (f_{cm_n} + \Delta f_n) + \frac{G_n}{2n} - T_p \sin \gamma_3; \quad (18)$$

где Δf_i — дополнительное поджатие катков в результате увеличения натяжения;

γ_n, γ_3 — углы охвата на переднем и заднем катках (углы наклона ветвей);

n — количество опорных катков с одной стороны машины.

Общая дополнительная нагрузка на все катки от натяжения (эквивалентная увеличению веса машины на такую же величину)

$$\sum_1^n \Delta P_{\kappa_i} = \sum_1^n \kappa_m \Delta f_i = T_p \sin \gamma_3 + T_{cs} \sin \gamma_n.$$

Давление под каждым катком найдется, если будут известны перемещения всех катков, вызываемые приложением тягового усилия

$$f_i = f_{cm_i} + \Delta f_i.$$

С этой целью рассмотрим силы, которые действуют на корпус.

На рис. 8 показана схема внешних сил, действующих на корпус (остов) гусеничной машины в общем случае ее движения.

Заметим, что в данном случае растягивающие обвод усилия, являющиеся внутренними силами, выступают в качестве внешних по отношению к корпусу. Центробежные силы при этом не учитываются, так как они не создают реакций на направляющих элементах обвода.

На схеме (рис. 8) показаны усилия от ветвей, приложенные к осям ведущего и направляющего колес. Изменение точек приложения растягивающих усилий в рабочей и свободной ветвях скомпенсировано приложением к корпусу крутящего момента

$$M_{вк} = (T_p - T_{cs}) r_{вк} = P_{вк} r_{вк}.$$

Сумма проекций всех сил на ось z :

$$\sum_1^n \kappa_m f_i = \frac{G_m - G_n}{2} \cos \alpha_z + T_p \sin \gamma_3 + T_{cs} \sin \gamma_n + \frac{P_{кр}}{2} \sin \varphi_{кр}. \quad (19)$$

Уравнение моментов от действующих сил относительно оси первого катка имеет вид

$$\sum_2^n \kappa_m f_i l_{1-i} \doteq \frac{G_m - G_n}{2} \cos \alpha_z a_m + \frac{F_j + (G_m - G_n) \sin \alpha_z}{2} z_{nm} +$$

$$+ \frac{P_{kp} \cos \varphi_{kp}}{2} z_{нкp} + \frac{P_{kp} \sin \varphi_{kp}}{2} a_{kp} - (T_p \cos \delta + T_p \cos \gamma_3) z_{ннк} +$$

$$+ (T_p \sin \gamma_3 - T_p \sin \delta) a_{нк} + P_{вк} r_{вк} + (T_p \cos \delta + T_{св} \cos \gamma_n) z_{нвк} -$$

$$- (T_{св} \sin \gamma_n + T_p \sin \delta) a_{вк}, \quad (20)$$

где

l_{1-i} — расстояние между первым и i -м катками;

$z_{нкp}$, $z_{нвк}$, $z_{ннк}$, $z_{нм}$ — вертикальные координаты с учетом дополнительной осадки корпуса.

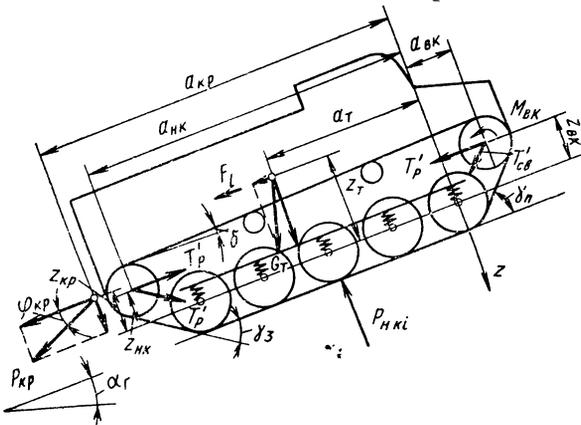


Рис. 8. Схема сил, действующих на корпус машины

Вертикальные координаты приложения сил с учетом осадки корпуса связаны со статическими координатами (не учитывающими натяжение гусеничных цепей) зависимостями:

$$z_{нкp} = z_{kp} - f_1 - a_{kp} \frac{f_n - f_1}{l_{1-n}};$$

$$z_{ннк} = z_{нк} - f_1 - a_{нк} \frac{f_n - f_1}{l_{1-n}};$$

$$z_{нм} = z_m - f_1 - a_m \frac{f_n - f_1}{l_{1-n}};$$

$$z_{нвк} = z_{vk} - f_1 + a_{vk} \frac{f_n - f_1}{l_{1-n}}.$$

Двух уравнений (19) и (20) недостаточно для определения перемещения всех n катков. Недостающие $n-2$ уравнения записы-

ваются на основании связи между перемещениями катков. Поскольку деформация корпуса по сравнению с перемещениями катков ничтожно мала, то эта связь при постоянной жесткости упругого элемента может быть принята линейной:

$$\hat{f}_i = \hat{f}_1 + l_{1-i} \frac{\hat{f}_n - \hat{f}_1}{l_{1-n}}, \quad (21)$$

где $i = 2, 3, \dots, n - 1$.

Решение системы уравнений (19), (20) и (21) позволяет найти полные ходы катков (с учетом их поджатия от натяжения в обводе) и определить значения сил, действующих на катки и под катками, по формулам (16), (17) и (18).

Углы γ_n и γ_3 при изменении натяжения несколько изменяют свою величину вследствие изменения провисания ветвей и дифферента корпуса. Однако в эксплуатационном диапазоне изменения натяжений отклонение величин этих углов от их номинальных значений мало и существенно не сказывается на величине нагрузок под катками, поэтому в уравнениях (19) и (20) эти углы можно принять равными максимальным и считать $\gamma_n \approx \gamma_{n \max}$ и $\gamma_3 \approx \gamma_{3 \max}$.

Максимальные же значения углов зависят от заданной геометрической формы обвода. При очень мягкой подвеске углы γ_n и γ_3 могут отличаться от номинальных. В этом случае при их определении необходимо учитывать дифферент машины, который можно найти по разности ординат $z_{нвк}$ и $z_{ннк}$. Угол поворота корпуса φ_k при неизвестных координатах осей ведущего и направляющего колес определится выражением

$$\operatorname{tg} \varphi_k = \frac{z_{ннк} - z_{нк} - z_{нвк} + z_{вк}}{a_{нк} + a_{вк}}.$$

Анализ влияния натяжения гусеничных цепей на нагруженность катков показывает, что в пределах возможного изменения растягивающего усилия в ветвях величина дополнительного поджатия катков прямо пропорциональна статическому натяжению.

На рис. 9 приведены кривые, показывающие изменение нагрузок под катками в зависимости от величины предварительного натяжения. Из графика видно, что повышение натяжения приводит к значительному изменению давлений под катками: под крайними оно уменьшается (в пределе до нуля), а под внутренними увеличивается. Все это отражается на проходимости машины и ее тягово-цепных качествах.

В процессе движения в результате изменения натяжений в рабочих и свободной ветвях происходит дополнительное перераспределение давлений по длине опорной ветви. Характер этого перераспределения зависит от схемы гусеничного движителя. В схеме с задним расположением ведущего колеса натяжение в свободной ветви, как уже было установлено выше, остается

почти постоянным при различных тяговых нагрузках, поэтому увеличение силы тяги приводит к снижению нагрузки под задним опорным катком и увеличению ее под остальными катками. Под передним катком нагрузка почти не изменяется. При переднем расположении ведущих колес увеличение тягового усилия приводит к снижению натяжения в свободной ветви $T_{св}$ и увеличению нагрузки под передним опорным катком $P_{нк1}$. Эпюра давления в этом случае более равномерная. Следовательно, переднее расположение ведущего колеса у машин, предназначенных для

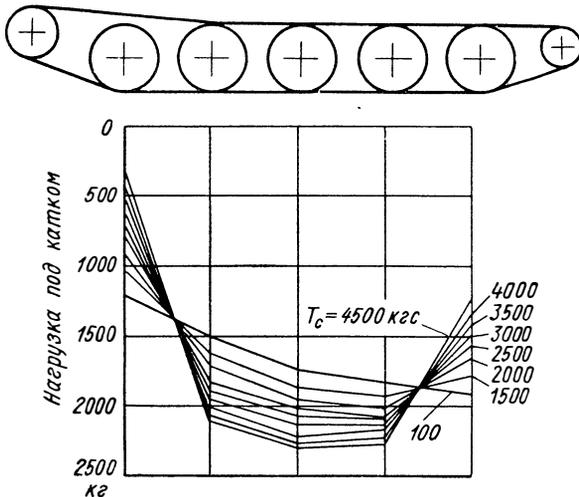


Рис. 9. Давление под опорными катками при разных натяжениях в обод (при $G_T = 16,2 \text{ м}$)

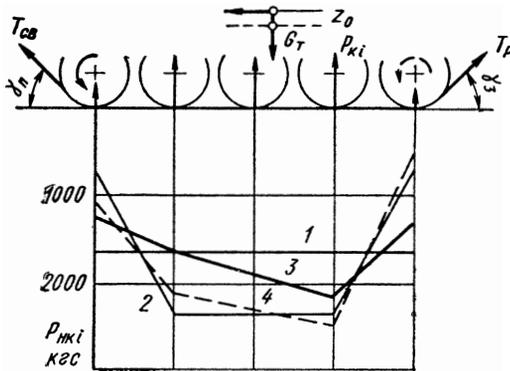
эксплуатации на грунтах с низкой несущей способностью, более целесообразно.

В качестве примера на рис. 10 показана зависимость изменения нагрузок под катками для движителя с передним (кривая 3) и задним (кривая 4) ведущими колесами при тяговом усилии на ведущем колесе $P_{вк} = 2000 \text{ кгс}$. Кроме этого, показано изменение давления под катками при отсутствии натяжения (кривая 1) и при натяжении $T_c = 2000 \text{ кгс}$ (кривая 2). Из данного графика видно, что при заднем расположении ведущего колеса нагрузка под внутренними катками на 15–30% выше, чем при переднем расположении ведущего колеса.

Это приводит к соответствующему увеличению максимальных удельных давлений под гусеницами (хотя среднее удельное давление остается неизменным) и к ухудшению проходимости машины. Нагрузка на катки, особенно на задние, при заднем расположении ведущего колеса также резко увеличивается.

На рис. 9 и 10 показаны эпюры сосредоточенных нагрузок под опорными катками. Фактическое распределение удельных

давлений будет иметь иной вид, так как нагрузка на грунт передается всей опорной ветвью, а не только ее участками, расположенными под катками. Однако характер нагружения от этого не меняется и выводы, вытекающие из проведенного анализа, остаются справедливыми. Это подтверждается опытом создания гусеничных машин различного целевого назначения. В настоящее время



остаются справедливыми. Это подтверждается опытом создания гусеничных машин различного целевого назначения. В настоящее время

Рис. 10. Изменение нагрузок под опорными катками

считается, что для снегоболотоходов и других транспортных гусеничных средств, предназначенных для работы в условиях слабых грунтов, схема гусеничного движителя с передним расположением ведущего колеса более целесообразна, так как обеспечивает лучшую проходимость, чем схема, имеющая задний привод.

7. ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА СТАТИЧЕСКОЕ НАТЯЖЕНИЕ

При перематывании гусениц общее натяжение в гусеничном обводе увеличивается за счет действия составляющей, определяемой выражением (9). Однако при этом необходимо иметь в виду, что натяжение не является в общем случае суммой усилий, определяемых выражениями (14) и (9) для свободной ветви и выражениями (14), (9) и (1) для рабочей. Дело в том, что вследствие удлинения ветвей от действия центробежных сил меняется и стрела их прогиба. Это, как следует из формулы (8), приводит к фактическому уменьшению предварительного статического натяжения, причем тем интенсивнее, чем больше растягивающая динамическая нагрузка T_u (т. е. выше скорость движения) и чем податливее обвод.

На рис. 11 показано провисание верхней ветви упругого обвода, иллюстрирующее данное положение. При скорости 10 км/ч (рис. 11, а), когда центробежные силы невелики, ветвь имеет малую стрелу провисания и не касается опорных катков. При скорости 35 км/ч (рис. 11, б) удлинение ветви становится заметным; она уже ложится на задний каток. При скорости 60 км/ч (рис. 11, в) удлинение гусеницы так велико, что она уже почти касается второго катка. В жестком обводе при использовании гусениц

с обычными открытыми или закрытыми металлическими шарнирами уменьшение предварительного натяжения незначительно и его можно не учитывать. В упругих же обводах следует учитывать снижение статического натяжения. Тем более это необходимо, что предварительное статическое натяжение является единственной силой, обеспечивающей стабилизацию работы свободной ветви. Оно вызывает удерживающие реакции на катках; центробежные силы, как отмечено выше, таких реакций не создают. В связи с этим нужно знать интенсивность изменения этой составляющей для того, чтобы обеспечить при проектировании минимально необходимую для устойчивой работы ветвей величину фактического статического натяжения на любых режимах.

Найдем связь между скоростью движения машины и предварительным статическим натяжением.

Обозначим буквой T_{cv} статическое натяжение, соответствующее определенной скорости движения. Тогда общее натяжение в свободной ветви

$$T_{cv} = T_{cv} + T_u.$$

Общее натяжение в рабочей ветви будет больше натяжения T_{cv} на величину тягового усилия.

Удлинение ветви по сравнению с ее первоначальным состоянием, когда действовало только предварительное статическое натяжение, составит

$$\Delta S_i = \frac{S_{ni}}{\kappa_{\sigma} F_{\partial}} (T_u + T_{cv} - T_c),$$

где S_{ni} — номинальная длина ветви при отсутствии растягивающей нагрузки.

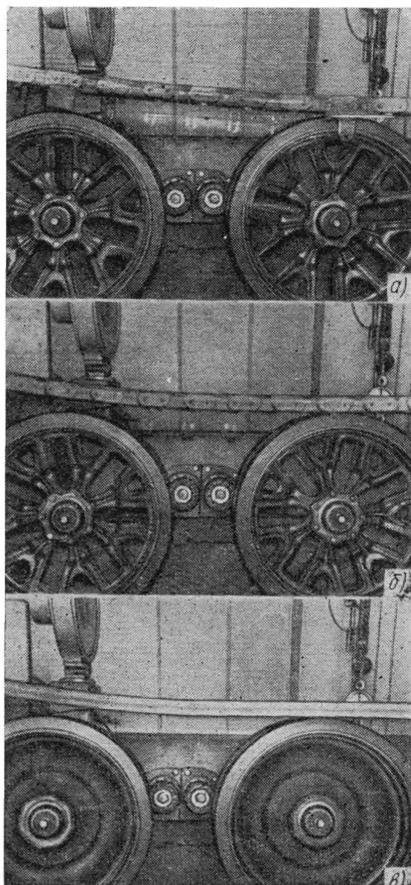


Рис. 11. Изменение провисания верхней ветви движущегося обвода (гусеница с резино-металлическим шарниром, заднее расположение ведущего колеса):

а — 10 км/ч; б — 35 км/ч; в — 60 км/ч

При горизонтальном расположении ветви длина ее может быть принята равной длине пролета. Удлинение ветви ΔS_i , вызываемое действием центробежных сил, можно представить как разность длин ветвей, находящихся под действием сил $T_u + T_{cv}$ и T_c .

Для этого можно использовать упрощенные зависимости, справедливые для расчета гибкой ветви, поскольку разность длин при сохранении характера провисания ветви (по цепной линии, параболе, окружности и т. п.) почти одинаковая и зависит только от изменения стрелы провисания. В данном случае угловая жесткость шарнирных соединений на конечном результате расчетов не сказывается, поэтому можно пользоваться более простыми выражениями.

Длина ветви в состоянии покоя [11]

$$S_{ic} = \frac{2T_c}{q} \operatorname{sh} \frac{ql_i}{2T_c},$$

а при движении машины со скоростью v , когда натяжение равно $T_{cv} + T_u$, она увеличивается, т. е.

$$S_{iv} = \frac{2T_{cv}}{q} \operatorname{sh} \frac{ql_i}{2T_{cv}}.$$

Заметим, что натяжение от центробежных сил в этом выражении отсутствует, так как оно не создает реакции на опорах и, следовательно, не влияет на изменение геометрии ветви.

Так как $\Delta S_i = S_{iv} - S_{ic}$, то можно записать

$$\frac{l_i}{\kappa_o F \delta} (T_u + T_{cv} - T_c) = \frac{2T_{cv}}{q} \operatorname{sh} \frac{ql_i}{2T_{cv}} - \frac{2T_c}{q} \operatorname{sh} \frac{ql_i}{2T_c}. \quad (22)$$

Это уравнение привести к более простому виду не представляется возможным. Его решают численными методами, соблюдая следующую последовательность. При определенном заданном значении предварительного статического натяжения T_c в уравнение (22) подставляют значения натяжения T_{cv} в интервале от 0 до T_c . Для каждого значения натяжения T_{cv} находят динамическое усилие T_u и соответствующую этому усилию скорость. В итоге можно получить зависимость между текущим значением статического натяжения T_{cv} и скоростью движения.

Выражение (22) справедливо для одного изолированного пролета. Так как в обводе несколько последовательно расположенных пролетов (участков) различной длины, то в результате динамического перераспределения удлинений всех участков между пролетами среднее натяжение T_{cv} в свободной ветви будет отличаться от значения, найденного по уравнению (22) для отдельной ветви. Отличие обуславливается разной длиной пролетов. Действительное натяжение может быть точно определено, если составить уравнения (22) для каждого пролета и решить их совместно, полагая при этом, что натяжение T_{cv} на всех участках будет одинаковым, поскольку обвод является замкнутой системой.

Однако анализ показывает, что для реальных обводов, у которых значения длин пролетов отличаются не более чем в 2 раза, нет необходимости выполнять такие трудоемкие вычисления и с достаточной точностью натяжение можно определить по формуле (22) для одного пролета.

В упругих обводах современных машин стрелы провисания ветвей малы по сравнению с длинами пролетов, поэтому для нахождения статического натяжения можно использовать зависимость [11]

$$S_i = l_i + \frac{q^2 l_i^3}{24 T^2}.$$

Тогда конечное выражение для определения натяжения T_{cv} будет иметь вид

$$T_u + T_{cv} - T_c = \frac{\kappa_0 F_0 q^2 l_i^2}{24} \left(\frac{1}{T_{cv}^2} - \frac{1}{T_c^2} \right). \quad (23)$$

Уравнение (23), как это следует из принятых при его выводе предположений, приближенное. В частности, здесь не учитывается влияние приращения длины свободной ветви от действия тяговой нагрузки, что при нелинейной связи усилия с длиной ветви искажает характер изменения натяжения T_{cv} при различных тяговых усилиях. Но оно позволяет выявить характер изменения нагруженности ветвей и установить влияние различных факторов на интенсивность уменьшения статического натяжения. Погрешность при определении T_{cv} по формуле (23), как правило, не выходит за пределы 10%.

На рис. 12 показано влияние скорости движения на статическое натяжение гусениц, имеющих различную продольную жесткость и разное предварительное натяжение (расчетные зависимости построены с учетом всех факторов). Из графика видно, что с увеличением скорости статическое натяжение заметно уменьшается. Особенно резко уменьшается натяжение в обводе с более податливыми гусеницами.

Например, при $\kappa_0 = 2650 \text{ кгс/см}^2$ статическое натяжение при скорости 60 км/ч уменьшается по сравнению с предварительным в 5–6 раз. Причем это относится и к гусеницам с различной угловой жесткостью.

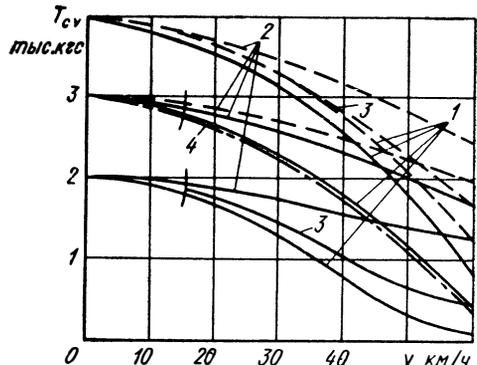


Рис. 12. Зависимость статического натяжения от скорости движения (при $q = 1,05 \text{ кгс/см}$):

1 — гусеницы с резино-металлическим шарниром ($\kappa_0 = 2650 \text{ кгс/см}^2$); 2 — гусеницы с металлическим шарниром ($\kappa_0 = 265000 \text{ кгс/см}^2$); 3 — гусеницы с небольшой податливостью ($\kappa_0 = 26500 \text{ кгс/см}^2$); 4 — по уравнению (23) при $\kappa_0 = 2650 \text{ кгс/см}^2$; — — — при $m_0 = 200 \text{ кгс/см/см} \times \text{рад}$; — — — при $m_0 = 0$

Угловая жесткость m_0 на изменение статического натяжения влияет незначительно. Для сравнения на графике показана кривая 4 зависимости статического натяжения от скорости, построенная по упрощенному выражению (23) для одной ветви. Эта кривая не отличается от кривой, построенной по уточненной формуле. В данном случае при принятых значениях $l = 100$ см и $S_0 =$

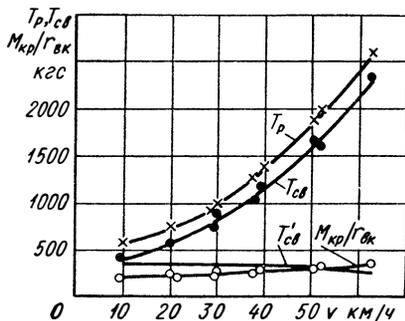


Рис. 13. Зависимость постоянных составляющих натяжения в жестком обводе от скорости ($q = 67$ кгс/м; $\frac{1}{\kappa_0 F_d} = 3 \cdot 10^{-7}$ 1/кгс; $G_T = 11\,600$ кгс; $T_c = 500$ кгс)

$= 1400$ см расхождение не превышает 3%.

Уменьшение статического натяжения в упругом обводе с увеличением скорости приводит к тому, что общее натяжение в нем растет значительно медленнее, чем в жестком, предварительное статическое натяжение которого при изменении скорости остается постоянным. В связи с этим, несмотря на то, что в упругих обводах для обеспечения их устойчивости создается предварительное статическое натяжение, в несколько раз превышающее натяжение жесткого обвода, на режимах повышенных скоростей движения их нагруженность получается одинаковой.

При движении с малыми скоростями нагруженность жесткого обвода по сравнению с упругим ниже (рис. 13 и 14). Хотя предварительное натяжение в упругом обводе (рис. 14) почти в 3 раза больше, чем в жестком (соответственно 1200 и 500 кгс), на режимах движения с высокими скоростями (40—60 км/ч) общее натяжение в обводах становится примерно одинаковым (в жестком ≈ 2500 кгс, в упругом — 2000 кгс).

8. ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГУСЕНИЧНОГО ОБВОДА

Для оценки нагруженности обвода при различных скоростях движения машины и различных тяговых нагрузках построим график, показывающий изменение натяжений в рабочей и сво-

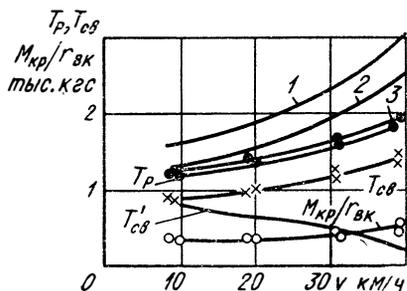


Рис. 14. Расчетные и экспериментальные зависимости составляющих натяжения в упругом обводе ($q = 100$ кгс/м; $\frac{1}{\kappa_0 F_d} = 3 \cdot 10^{-6}$ 1/кгс; $G_T = 16\,000$ кгс; $T_c = 1200$ кгс):

1 — расчетная зависимость T_p без учета падения натяжения от роста тяги и скорости; 2 — расчетная зависимость с учетом выражения (14); 3 — расчетная зависимость с учетом выражений (14) и (22)

бодной ветвях и усилия на ведущем колесе в функции скорости и дорожных условий (коэффициента сопротивления качению f_m).

Назовем этот график динамической характеристикой обвода (рис. 15). В верхней части характеристики приведены значения

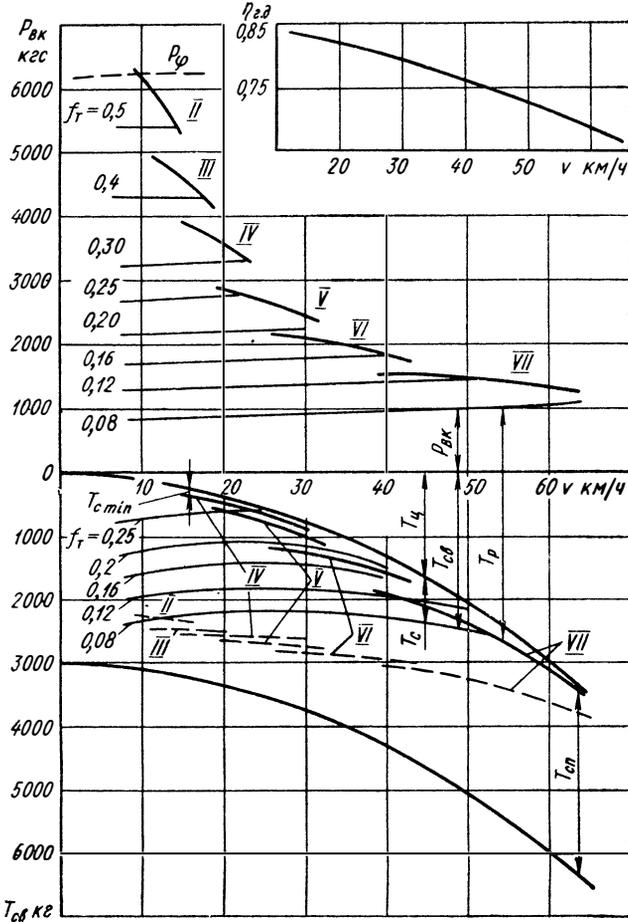


Рис. 15. Динамическая характеристика упругого гусеничного обвода:

— переднее расположение ведущих колес; - - - заднее расположение

усилий на ведущем колесе, определенные по формуле (1). Из условия (2) следует, что максимальное значение силы $P_{вк}$ ограничивается сцеплением с грунтом (кривая P_{ϕ}) или мощностью двигателя при данной скорости и передаточном отношении коробки передач (кривые II—VII на графике соответствуют II—VII передачам). В связи с тем, что к. п. д. движителя с различными

типами гусениц меняется при изменении скорости (кривая к. п. д. помещена в верхнем правом углу динамической характеристики), значения тягового усилия $P_{вк}$ будут также разными при одном и том же коэффициенте сопротивления качению.

В нижней части динамической характеристики обвода нанесены растягивающее усилие от центробежных сил и статическое натяжение в свободной ветви при различных тяговых нагрузках. Эти силы показаны для двух схем обводов — с передним и задним расположением ведущего колеса. Натяжение от центробежных сил зависит только от скорости и веса единицы длины гусеницы, поэтому у гусениц различных типов, но имеющих одинаковый вес, оно будет одинаковым.

Вниз от оси ординат T_u отложены значения статического натяжения в ветви при различных значениях сопротивления движению. Натяжение в свободной ветви на всех скоростях определяется суммой ординат T_u и $T_{св}$.

Статическое натяжение жесткого обвода определяют по формуле (14), упругого — по формулам (3) или (23). При необходимости значения статического натяжения в свободной ветви корректируются с учетом жесткости подвески.

Минимальные значения натяжения в свободной ветви ограничиваются кривыми II—VII, построенными для максимальных величин тяговых усилий на каждой передаче. Ниже этих значений натяжения не может быть, поскольку по условию (2) это соответствует режиму полного использования мощности.

Натяжение в рабочей ветви T_p складывается из натяжения $T_{св}$ и нагрузки на ведущем колесе $P_{вк}$, соответствующей этому же коэффициенту сопротивления качению.

Динамическая характеристика обвода дает представление о его нагруженности постоянно действующими силами на любом режиме движения машины. Она может быть построена, если известны: тип гусеницы (что влияет на к. п. д. движителя), вес q и продольная жесткость k_0 , т. е. величины, которые являются исходными при проектировании машины. Следовательно, построение и анализ динамических характеристик на начальном этапе создания новой машины позволит правильно выбрать параметры обвода и гусеницы. Динамическая характеристика содержит также необходимые данные для расчета гусеничной цепи, зацепления и узлов направляющего и ведущего колес.

9. СВЯЗЬ МЕЖДУ НАТЯЖЕНИЕМ И ИЗМЕНЕНИЕМ ГЕОМЕТРИИ ОБВОДА

В процессе эксплуатации гусеничной машины с различной весомой нагрузкой форма обвода не остается постоянной, геометрия обвода, т. е. взаимное расположение элементов, оформляющих его контур, меняется при изменении общего веса машины. Коэффициенты грузоподъемности современных гусеничных машин (осо-

бенно машин тяжелых весовых классов) достигают единицы, а в некоторых случаях вес полезной нагрузки даже превышает собственный вес машины. При относительно мягкой подвеске, а следовательно, значительных перемещениях опорных катков изменение нагрузки машины приводит к заметному изменению периметра обвода. Поскольку начальная длина гусениц при этом сохраняется прежней, то статическое натяжение изменяется в широких пределах. Для обеспечения нормальной работы длину обвода (или предварительное натяжение) нужно выбирать с таким расчетом, чтобы при минимальных значениях периметра провисание ветвей не вызывало нарушений взаимодействия элементов движителя и сохранялась устойчивость ветвей, а при максимальном увеличении периметра растягивающие усилия не превышали бы допустимых.

Найдем связь между геометрическими параметрами движителя и длиной обвода для того, чтобы, используя связь длины ветвей с величиной растягивающих усилий, найти зависимость натяжения от геометрии обвода или от перемещения корпуса машины. Последняя зависимость более удобна для практических расчетов, так как при изменении нагрузки машины легко найти перемещение корпуса.

Общая длина гусеничного обвода

$$S_0 = S_{оп} + S_{ок} + S_{нк} + \sum_{i=1}^k S_{vi} + \frac{\pi d_{ок}}{4} + \frac{\pi d_{нк}}{4}, \quad (24)$$

где $S_{оп}$, $S_{ок}$, $S_{нк}$, S_{vi} — длины соответственно опорной, наклонной (под ведущим и направляющими колесами) и верхней ветвей;

$d_{ок}$ — диаметр ведущего колеса;

$d_{нк}$ — диаметр направляющего колеса;

k — количество пролетов.

При вертикальных и угловых перемещениях корпуса фактически изменяются длины только наклонных ветвей, остальные ветви изменяются очень незначительно. Верхние меняют длину вследствие изменения стрелы провисания, опорная — из-за некоторого изменения базы, поэтому можно рассматривать только изменение длин наклонных ветвей.

Приращение длины наклонных ветвей при перемещении корпуса машины вверх происходит, как уже отмечалось выше, за счет изменения стрелы провисания верхних ветвей и упругого растяжения обвода:

$$\Delta S_n = \Delta S_{nv} + \Delta S_y, \quad (25)$$

где ΔS_{nv} — приращение длины наклонной ветви за счет изменения провисания верхних ветвей;

ΔS_y — упругая деформация обвода от увеличения статического натяжения по сравнению с первоначальным,

Упругое приращение длины ΔS_y значительно превышает первую составляющую уравнения (25), особенно при использовании гусениц с резино-металлическими шарнирами. Если обозначить статическое натяжение, соответствующее какой-то новой геометрической форме обвода буквой T_{ce} , то упругую деформацию обвода можно найти из выражения

$$\Delta S_y = \frac{S_0}{k_0 F_{\partial}} (T_{ce} - T_c).$$

Приращение длин наклонных ветвей от изменения стрелы провисания верхних ветвей можно найти как разность длин всех верхних ветвей при натяжениях T_c и T_{ce} . С приемлемой точностью для этого можно воспользоваться известной упрощенной зависимостью

$$S_i = l_i + \frac{q^2 l_i^3}{24 T_c^2}.$$

При определении влияния центробежных сил на величину предварительного натяжения было показано, что эта формула дает незначительную погрешность.

Подставляя в выражение (25) значения каждой составляющей, получим

$$\Delta S_n = q^2 \sum_{i=1}^k \frac{l_i^3}{24} \left(\frac{1}{T_c^2} - \frac{1}{T_{ce}^2} \right) + \frac{S_0}{k_0 F_{\partial}} (T_{ce} - T_c). \quad (26)$$

Совместное решение уравнений (12), (13) и (26) позволяет найти связь между приращениями длин наклонных ветвей и величиной растяжения. При этом должен быть известен закон распределения общего приращения ΔS_n длин обоих наклонных ветвей между передней и задней ветвями. В случае только вертикального перемещения корпуса, что имеет место, когда центр тяжести машины совпадает с центром упругости подвески, перераспределение учитывается тем, что значение a_f в уравнениях (12) и (13) изменяется на одну и ту же величину как для передней, так и для задней ветвей. Если же при изменении нагрузки машины корпус получает дифферент, то изменение величины a_f для передней и задней ветвей будет неодинаковым.

На рис. 16 приведен график, иллюстрирующий зависимость натяжения в обводе от приращения его длины. Из графика видно, что при одном и том же приращении длины растягивающее усилие тем больше, чем больше предварительное статическое натяжение и чем выше продольная жесткость гусеницы. При большой жесткости гусениц небольшое изменение периметра обвода вызывает значительное увеличение статического натяжения. График (рис. 16) показывает также значение первой составляющей уравнения (25), которая учитывает приращение длины наклонных ветвей за счет изменения провисания верхних. Эта составляющая существенно проявляется только при малых значениях предварительного натяжения, когда длины ветвей, хотя и незначительно,

но отличаются от длин пролетов. Однако уже при предварительном натяжении, равном 400—600 кгс, эта разница становится незначительной и зависимость $\Delta S_n = f(T_{ce})$ превращается в линейную. Таким образом, для обводов с большим предварительным натяжением вторая составляющая ΔS_y выражения (25) является определяющей.

В современных быстроходных гусеничных машинах, имеющих мягкую подвеску (большие статические ходы опорных катков), изменение периметра обвода может быть значительным. Для

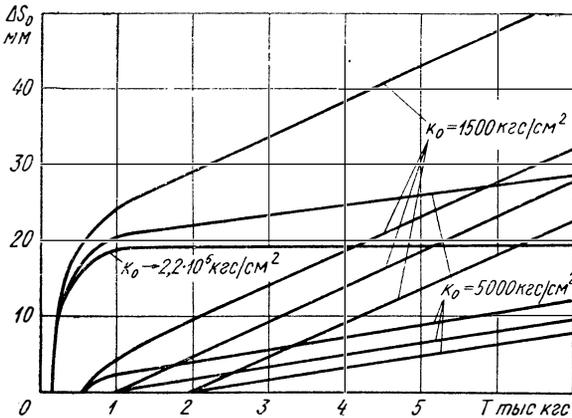


Рис. 16. Зависимость приращения длины наклонных ветвей от растягивающего усилия

того чтобы обеспечить постоянное натяжение при перемещениях корпуса, длину обвода этих машин необходимо менять на 25—30 см. Создать такой запас длины за счет искусственного увеличения провисания ветвей невозможно. Наиболее эффективным средством, позволяющим в таких случаях поддерживать заданное натяжение, является применение в обводах направляющих колес с натяжным механизмом регулирования длины обвода. Такие механизмы выполняются или автоматическими, изменяющими длину в зависимости от величины растягивающего усилия, или обычными, когда регулирование длины обвода осуществляется периодически (при необходимости) водителем в соответствии с нормативами, установленными для конкретного обвода.

Пределы регулирования длины обвода с учетом допускаемых значений натяжения могут быть найдены по формуле

$$\Delta S_p = \Delta S_0 - (T_{дон} - T_c) \frac{S_0}{k_0 F_d}, \quad (27)$$

где ΔS_0 — полное возможное изменение периметра, допускаемое кинематикой ходовой части;

ΔS_p — диапазон регулирования длины механизмом натяжения.

Вторая составляющая выражения (27) представляет собой изменение длины, компенсируемое упругой деформацией гусеницы, возникающей в результате повышения натяжения по сравнению с первоначальным. При небольших ходах катков эта составляющая может полностью компенсировать изменение периметра. В этом случае необходимость установки механизма регулирования длины отпадает.

Изменение длины обвода происходит также и при переездах машиной неровностей местности, но это изменение невелико. Обычно предварительное статическое натяжение выбирают таким, чтобы оно обеспечивало приемлемую нагруженность обвода как при движении по ровным дорогам, так и по местности. Только для отдельных конструкций движителей (как правило, с поддерживающими катками) иногда рекомендуется уменьшение предварительного натяжения при эксплуатации по неровной местности.

Чтобы установить, каким образом приращение длины обвода связано с перемещением корпуса, рассмотрим изменение геометрических параметров обвода при перемещении корпуса. Обычно в связи с тем, что эта связь параметров сложна, прибегают к ряду упрощений.

Длины наклонных ветвей определяются взаимным расположением ведущего или направляющего колес и крайнего опорного катка, т. е. координатами $a_{вк}$, $z_{вк}$ и $(a_{нк} - l_{1-n})$, $z_{нк}$ (см. рис. 8). При вертикальных и угловых перемещениях корпуса все эти координаты изменяются. Выше при определении давлений под опорными катками мы считали горизонтальные координаты постоянными, что было допустимо, так как в пределах реальных диапазонов изменения растягивающих усилий изменение горизонтальных координат незначительное. В данном случае учитывают изменение вертикальных и горизонтальных координат, так как при больших изменениях веса корпус может получить заметное угловое перемещение.

Указанные координаты можно найти, решая уравнения (19) и (20), в которые подставляются соответствующие значения веса машины. Дополнительные уравнения связей горизонтальных координат с угловым перемещением корпуса могут быть получены из геометрических построений. Однако этот способ не позволяет показать зависимость длины наклонных ветвей обвода от перемещения корпуса. Рассмотрим зависимость удлинения наклонных ветвей от перемещения корпуса, которое будем считать известным.

В общем случае перемещение корпуса может быть задано двумя величинами: вертикальным перемещением центра тяжести подрессоренной массы z_0 и углом поворота корпуса относительно центра тяжести φ_0 . Тогда величину приращения каждой из наклонных ветвей можно выразить функцией

$$\Delta S_{\nu_i} = \lambda_z z_0 \left(\frac{\partial}{\partial z_0} \right) \lambda_{\varphi} \varphi_0, \quad (28)$$

где $\lambda_z, \lambda_\varphi$ — постоянные для данной машины коэффициенты, зависящие от координат центра тяжести и геометрических параметров гусеничного движителя.

Общее приращение длины обводов будет равно сумме приращений длин передней $\Delta S_{нл}$ и задней $\Delta S_{нз}$ наклонных ветвей, т. е.

$$\Delta S_n = \Delta S_{нл} + \Delta S_{нз}.$$

При этом необходимо учитывать, что знак перед вторым членом выражения (28) будет противоположным для одной из ветвей.

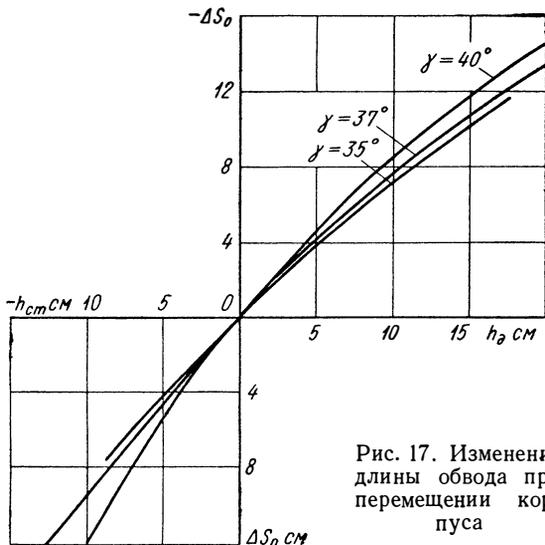


Рис. 17. Изменение длины обвода при перемещении корпуса

Это понятно, так как угловое перемещение одного и того же знака (направления) вызывает в одном пролете удлинение ветви, в другом — укорочение.

Коэффициент λ_z является безразмерной величиной, а коэффициент λ_φ имеет размерность длины. С достаточной точностью первый коэффициент можно считать равным синусу угла наклона ветви (т. е. $\lambda_z \approx \sin \gamma$), а второй λ_φ — расстоянию от центра тяжести до линии, являющейся продолжением наклонной ветви. В данном случае предполагается, что угол γ остается неизменным при перемещениях корпуса.

Наибольшее приращение длины обвода происходит при вертикальном перемещении корпуса. Во-первых, потому что удлинение обеих ветвей в этом случае имеет одинаковый знак и, кроме того, при одном и том же перемещении крайнего катка первый член выражения (28) несколько больше второго по абсолютной величине.

На рис. 17 показана зависимость приращения длины обвода от перемещения. Из графика видно, что величина приращения

при изменении статического хода в реальных пределах может быть значительной.

Порядок определения натяжения при изменении весовой нагрузки машины в соответствии с изложенным способом напоминает метод последовательных приближений. Сначала находят координаты z_0 и φ_0 , характеризующие новое положение корпуса с новой нагрузкой без учета влияния гусеничных цепей. При известной жесткости подвески и геометрических параметрах движителя это не вызывает затруднений. Зная новые координаты корпуса z'_0 и φ'_0 , можно найти приращение длин наклонных ветвей по выражению (28). По приращению длины обвода, используя зависимость (26), определяют новое значение статического натяжения в обводе. С учетом изменения натяжения вновь определяют уточненные координаты z''_0 и φ''_0 и еще раз находят более точное значение натяжения. Обычно достаточно одного повторения, чтобы обеспечить требуемую точность расчета.

Можно одновременно решать все уравнения, связывающие величины натяжения с изменением положения центра тяжести корпуса. В этом случае точное решение получается сразу. Однако этот способ требует применения электронной вычислительной техники, что не всегда возможно или целесообразно, поскольку трудоемкость подготовительных работ (составление программы решения) при таком способе сопоставима с трудоемкостью вычислений методом последовательного приближения.

Глава II

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ГУСЕНИЧНЫХ ВЕТВЕЙ

Как уже отмечалось, ветви обвода обладают продольной податливостью, величина которой зависит от типа шарнирного соединения. Особенно большую продольную податливость имеют ленточные гусеницы и гусеницы с резино-металлическими шарнирами. Их относительная продольная жесткость в несколько раз меньше, чем у гусениц с жесткими шарнирами. Жесткими эти шарниры называются условно, так как при больших тяговых нагрузках их продольная упругая деформация (главным образом за счет изгиба пальца) достигает заметной величины.

Податливость гусениц приводит к тому, что некоторые участки обвода приобретают свойства колебательных систем. При движении машины в них возникают продольные колебания, вызывающие появление переменных растягивающих нагрузок. Величина нагрузок с изменением скорости меняется, может достигать весьма больших значений и явиться причиной разрушения гусениц.

Рассмотрим сущность процесса продольных колебаний ветвей с тем, чтобы отыскать пути снижения нагрузок, возникающих при этом, а также разработать методы учета нагрузок подобного рода при расчетах гусеничного движителя.

1. УРАВНЕНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЗВЕНЬЕВ ВЕТВИ

Заменим гусеничную цепь системой, состоящей из n чередующихся масс, каждая из которых равна массе одного звена в сборе, и невесомых упругих элементов, имеющих внутренние (гистерезисные) потери (рис. 18). Расстояния между массами равны шагу гусеницы l_0 .

Такая модель гусеницы довольно точно соответствует реальным конструкциям, в которых жесткие траки (плицы) соединены один с другим упругими шарнирами.

Определим возникающие при продольных колебаниях силы и напишем уравнения колебательного процесса ветви. При смещении масс относительно положения равновесия возникают силы

упругого восстановления и силы внутреннего сопротивления, препятствующие их движению. Эти силы уравниваются силами инерции перемещающихся масс.

Восстанавливающая сила равна $\kappa_2(x_i - x_{i-1})$, где x_i — смещение i -го трака относительно положения равновесия; $x_i - x_{i-1}$ — разность перемещений смежных траков (абсолютное изменение шага гусеничной цепи); κ_2 — продольная жесткость гусеницы в $кгс/см$.

При линейной зависимости силы растяжения от деформации жесткость κ_2 постоянна при любом изменении шага. Если же эта

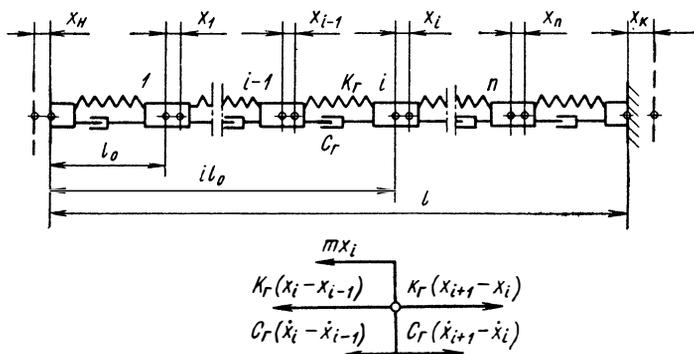


Рис. 18. Модель ветви, обладающей продольной податливостью

зависимость нелинейная, то значения κ_2 будут меняться с изменением деформации упругого элемента.

Упругие силы при меняющейся жесткости можно выразить в виде функций, являющихся кубической параболой аргумента $(x_i - x_{i-1})$:

$$P_y = \kappa_{2н}(x_i - x_{i-1}) + a_2(x_i - x_{i-1})^3, \quad (29)$$

где $\kappa_{2н}$ — начальная жесткость гусеницы в $кгс/см$;
 a_2 — коэффициент нелинейности в $кгс/см^3$.

Данная кубическая зависимость позволяет определить восстанавливающие силы для любого типа шарнира, так как соответствующим подбором коэффициентов $\kappa_{2н}$ и a_2 можно всегда получить кривую, соответствующую истинной.

Силы внутреннего сопротивления обусловлены наличием гистерезисных потерь в упругом элементе и сухого трения в шарнирных соединениях. В большинстве конструкций гусениц определяющим фактором является внутреннее трение от гистерезисных потерь. Многочисленными исследованиями установлено, что в этом случае силы внутреннего трения могут быть приняты пропорциональными скорости относительной деформации. Тогда сила внутреннего сопротивления

$$P_\theta = c_2(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}), \quad (30)$$

$$\dot{x}_n = x_{\partial} \omega_m \cos \omega_m t + x_0 \frac{2\pi v}{l_0} \cos \frac{2\pi v t}{l_0}; \quad (35)$$

$$\dot{x}_k = x_{\partial} \omega_m \cos(\omega_m t - \pi) + x'_0 \frac{2\pi v}{l_0} \cos\left(\frac{2\pi v t}{l_0} - \varphi\right), \quad (36)$$

где x_{∂} — амплитуда удлинения ветви, вызываемого колебаниями корпуса;
 ω_m — частота колебаний корпуса;
 x_0, x'_0 — амплитуды продольных перемещений шарниров на концах ветви, обусловленные звенчатостью гусеницы;
 x_{cm} — деформация ветви от растягивающей статической нагрузки;
 φ — сдвиг фаз конечных возмущений, определяемый соотношением длины ветви и шага гусеничной цепи.

Величины, входящие в значения конечных функций, как это видно из приведенных выражений, зависят от геометрических параметров движителя (шаг цепи, диаметры катков, количество зубьев ведущего колеса), параметров подрессоривания, натяжения в обводе.

Начальные условия перемещений концов ветви определяются из выражений (33)—(36) при $t = 0$:

$$\left. \begin{aligned} (x_n)_{t=0} &= 0; \\ (x_k)_{t=0} &= x_{cm} - x_0 \sin \varphi; \\ (\dot{x}_n)_{t=0} &= x_{\partial} \omega_m + x'_0 \frac{2\pi v}{l_0}; \\ (\dot{x}_k)_{t=0} &= x'_0 \frac{2\pi v}{l_0} \cos \varphi + x_{\partial} \omega_m. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Положение равновесия для каждого трака при наличии постоянной составляющей натяжения определяется координатой

$$x_{icm} = \frac{i}{n+1} x_{cm}. \quad (38)$$

Начальное положение трака

$$(x_i)_{t=0} = \frac{i}{n+1} (x_{cm} - x_0 \sin \varphi). \quad (39)$$

В зависимости от формы ветви продольные колебания траков могут быть асимметричными. Так, при значительных перегибах траков на направляющем колесе встречные перемещения их могут создавать или очень малые, или вообще не создавать сжимающих нагрузок (траки только скручиваются один относительно другого), в то время как перемещения в сторону увеличения шага цепи вызывают рост растягивающей нагрузки согласно выражению (32).

В этом случае уравнения колебательного процесса звена принимают вид

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_i + c_2(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) [0,5 \operatorname{sign}(x_i + x_{i-1}) + 0,5] - \\
 - c_2(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) [0,5 \operatorname{sign}(x_{i+1} - x_i) + 0,5] + \\
 + \kappa_{2H}(x_i - x_{i-1}) [0,5 \operatorname{sign}(x_i - x_{i-1}) + 0,5] + \\
 + a_2(x_i - x_{i-1})^3 [0,5 \operatorname{sign}(x_i - x_{i-1}) + 0,5] - \\
 - \kappa_{2H}(x_{i+1} - x_i) [0,5 \operatorname{sign}(x_{i+1} - x_i) + 0,5] - \\
 - a_2(x_{i+1} - x_i)^3 [0,5 \operatorname{sign}(x_{i+1} - x_i) + 0,5] = 0.
 \end{aligned} \quad (40)$$

Отдельно каждое уравнение системы (32) или систему из нескольких уравнений можно легко решить. При этом определяют как нагрузки в ветви, так и частоты колебаний. Систему же из большого количества уравнений, особенно нелинейных, решить довольно сложно. Для определения продольных колебаний верхней ветви необходимо составить (в зависимости от формы обвода) 40—50 уравнений. Решение такой системы, а тем более исследование различных режимов работы ветви в этом случае, затруднительно. Применение электронных математических машин значительно облегчает задачу, но сложности, связанные с анализом и выявлением неблагоприятных режимов, полностью не исключаются.

В связи с этим представляет интерес другой подход к исследованию продольных колебаний, при котором обвод рассматривается как система с равномерно распределенными по длине ветвей параметрами. Приведенный в гл. I подобный метод позволил получить достаточно точные аналитические зависимости, описывающие напряженное состояние обвода.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА

Заменим гусеницу эквивалентной упругой лентой. При продольных колебаниях упругой ленты поперечные сечения ее перемещаются вдоль оси. Примем, что при этих перемещениях сечения всегда остаются параллельными своим первоначальным положениям, поперечные деформации лент отсутствуют, а сами продольные перемещения происходят в области упругих деформаций.

Рассмотрим произвольный элемент dx упругой ленты, ограниченный двумя сечениями 1—1 и 2—2 (рис. 19), удаленный на расстояние x от начала ветви. При колебаниях в какой-то момент времени t сечение 1—1 переместится в положение 1'—1', а сечение 2—2 в положение 2'—2', сдвинувшись соответственно на величину u и $u + \Delta u$. Изменение длины элемента dx

$$\Delta u = \frac{\partial u}{\partial x} dx.$$

Тогда

$$u + \Delta u = u + \frac{\partial u}{\partial x} dx.$$

Вследствие этих деформаций в ветви возникнут растягивающие силы. На левую часть сечения будет действовать сила T , на правую сумма сил

$$T + \Delta T = T + \frac{\partial T}{\partial x} dx.$$

Сила T связана с деформацией зависимостью

$$T = \kappa_0 F_{\partial} \frac{\partial u}{\partial x},$$

где F_{∂} — площадь поперечного сечения ветви.

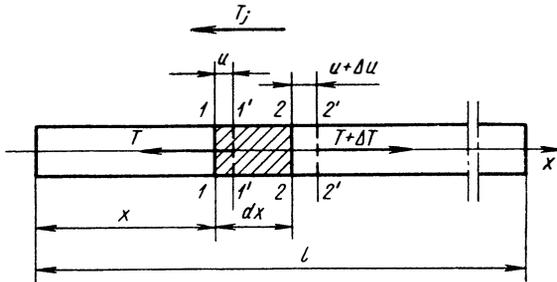


Рис. 19. К выводу уравнения свободных продольных колебаний

Так как элемент dx ветви находится в динамическом равновесии, то

$$\kappa_0 F_{\partial} \frac{\partial u}{\partial x} + \kappa_0 F_{\partial} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx - \kappa_0 F_{\partial} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{q dx}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (41)$$

или

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a_n^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2},$$

где

$$a_n = \sqrt{\frac{\kappa_0 g F_{\partial}}{q}}. \quad (42)$$

Величина a_n является важной характеристикой ветви. Она представляет собой скорость распространения продольных волн и определяет, как будет показано далее, резонансные скорости движения машины. Из выражения (42) видно, что скорость a_n зависит только от жесткости и веса единицы длины гусеницы и для каждой конструкции является постоянной величиной.

Полученное дифференциальное уравнение может быть решено в общем виде несколькими способами. Наиболее удобным для прак-

тического применения является метод Фурье [10]. Используя его, получаем значения продольных перемещений:

для ветви с закрепленными концами ($u_{x=0} = u_{x=l} = 0$)

$$u_{x,t} = \sum_{i=1,2,3,\dots} \sin \frac{i\pi x}{l} \left(A_i \cos \frac{i\pi a_n t}{l} + B_i \sin \frac{i\pi a_n t}{l} \right); \quad (43)$$

для ветви со свободными концами ($\frac{\partial u}{\partial x_{x=0}} = \frac{\partial u}{\partial x_{x=l}} = 0$)

$$u_{x,t} = \sum_{i=1,2,3,\dots} \cos \frac{i\pi x}{l} \left(A_i \cos \frac{i\pi a_n t}{l} + B_i \sin \frac{i\pi a_n t}{l} \right); \quad (44)$$

для ветви с одним закрепленным и одним свободным концом ($u_{x=0} = \frac{\partial u}{\partial x_{x=l}} = 0$)

$$u(x, t) = \sum_{i=1,3,5,\dots} \sin \frac{i\pi x}{2l} \left(A_i \cos \frac{i\pi a_n t}{2l} + B_i \sin \frac{i\pi a_n t}{2l} \right). \quad (45)$$

Значения коэффициентов A_i и B_i в уравнениях (43)—(45) определяются из начальных условий.

Обозначим:

$$u(x, 0) = \varphi(x), \quad \dot{u}_\tau(x, 0) = \psi(x). \quad (46)$$

Подставляя выражения (43), (44) и (45) в выражение (46), найдем значения A_i и B_i как коэффициенты соответствующих рядов Фурье:

для ветви с закрепленными концами

$$\left. \begin{aligned} A_i &= \frac{2}{l} \int_0^l \varphi(x) \sin \frac{i\pi x}{l} dx; \\ B_i &= \frac{2}{i\pi a_n} \int_0^l \psi(x) \sin \frac{i\pi x}{l} dx; \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

для ветви со свободными концами

$$\left. \begin{aligned} A_i &= \frac{2}{l} \int_0^l \varphi(x) \cos \frac{i\pi x}{l} dx; \\ B_i &= \frac{2}{i\pi a_n} \int_0^l \psi(x) \cos \frac{i\pi x}{l} dx; \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

для ветви с одним закрепленным концом

$$\left. \begin{aligned} A_i &= \frac{2}{l} \int_0^l \varphi(x) \sin \frac{i\pi x}{2l} dx; \\ B_i &= \frac{4}{i\pi a_n} \int_0^l \psi(x) \sin \frac{i\pi x}{2l} dx. \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

Уравнения (43)—(45) описывают и нормальные формы колебаний (моды) и одновременные колебания всех участков обвода во времени.

Соответственно этому можно различить и две частоты колебаний: условную, показывающую изменение амплитуд перемещений по длине ветви, и собственно частоту колебательного процесса, характеризующую изменение амплитуд для любого сечения ветви во времени.

Величина их определяется концевыми условиями. Ветвь со свободными концами не представляет практического интереса, поэтому этот случай можно в дальнейшем не рассматривать. Что же касается ветвей, закрепленных с обеих или только с одной стороны, то эти схемы соответствуют реальным условиям нагружения рабочей и свободной ветвей.

Частоты их, как видно из выражений (43) и (45), отличаются одна от другой в 2 раза:

для ветви с одним свободным концом

$$\omega_{ni} = \frac{i\pi a_n}{2l} = \frac{i\pi}{2l} \sqrt{\frac{\kappa_0 g}{\gamma}}; \quad (i = 1, 3, 5, \dots), \quad (50)$$

для ветви с обоими закрепленными (или свободными) концами

$$\omega_{ni} = \frac{i\pi a_n}{l} = \frac{i\pi}{l} \sqrt{\frac{\kappa_0 g}{\gamma}}; \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (51)$$

где γ — объемный вес ветви, $\gamma = \frac{q}{F_{\partial}}$.

Соответственно длины волн L_{ni} и периоды колебаний τ_{ni} будут равны:

для ветви со свободным концом

$$L_{ni} = \frac{4l}{i}; \quad \tau_{ni} = \frac{4l}{ia_n};$$

для закрепленной ветви

$$L_{ni} = \frac{2l}{i}; \quad \tau_{ni} = \frac{2l}{ia_n}.$$

Для упругой ветви порядок гармоник бесконечно велик. Однако достаточная точность получается, если ограничиться рассмотрением только нескольких первых форм колебаний. Если за начальную действительную форму кривой продольных перемещений взять только первую форму, то максимальное отклонение от истинного значения y ветви длиной 645 см (при $x = l$) составляет по расчету $\sim 19\%$. Ошибка же в разности шагов (т. е. в величине усилий) равна 4,8%. Если же взять сумму ординат от трех первых основных форм, то ее наибольшее отклонение от истинного значения не превысит 6,5%, а разница в деформациях будет в пределах 1,5%. Таким образом, ограничение порядка гармоник незначительно снижает точность решения. Это позволяет в боль-

шинстве случаев ограничиваться рассмотрением только одной или в крайнем случае первых двух-трех форм колебаний.

В реальной ветви вследствие звенчатости гусеницы не все формы колебаний могут возникнуть. Волна высшей гармоники не может состоять менее чем из четырех звеньев, т. е.

$$L_{n \min} \geq 4l_0. \quad (52)$$

Следовательно, $i_{\max} \leq \frac{l}{l_0}$ для ветви с неодинаковыми конечными условиями и $i_{\max} \leq \frac{l}{2l_0}$ для ветви с одинаковыми конечными условиями. Рассматривая изменение амплитуд форм во времени, также можно заключить, что первая частота ω_{n1} является определяющей.

Для определения амплитуд и текущих перемещений в ветви при наличии сил сопротивления необходимо дополнительно к восстанавливающим силам ввести силу демпфирующих сопротивлений. Направление этой силы совпадает с направлением силы инерции.

Учитывая, что основную часть демпфирующих сопротивлений составляют гистерезисные потери, которые можно считать пропорциональными скорости деформации, то

$$P_v = -v_n \frac{\partial u}{\partial t} dx,$$

где v_n — коэффициент сопротивления, отнесенный к единице длины ветви.

Тогда уравнение равновесия элемента dx будет иметь вид

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\lambda_n \frac{\partial u}{\partial t} = a_n^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (53)$$

где

$$\lambda_n = \frac{v_n g}{2\gamma F \partial} = \frac{v_n g}{2q}. \quad (54)$$

Решение уравнения (53) методом Фурье для интересующих нас схем будет иметь вид:

для ветви с одним свободным концом

$$u(x, t) = \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \sin \frac{i\pi x}{2l} e^{-\lambda_{ni} t} (A_i \cos \omega'_{ni} t + B_i \sin \omega'_{ni} t); \quad (55)$$

для ветви с обоими закрепленными концами

$$u(x, t) = \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \sin \frac{i\pi x}{l} e^{-\lambda_{ni} t} (A_i \cos \omega'_{ni} t + B_i \sin \omega'_{ni} t). \quad (56)$$

Частота колебаний ω'_{ni} в этом случае уже несколько иная, чем при отсутствии затухания:

$$\omega'_{ni} = \sqrt{\omega_{ni}^2 - \lambda_{ni}^2}. \quad (57)$$

Как видно из выражения (57), с увеличением внутренних потерь в шарнирах частота колебаний уменьшается.

Коэффициент затухания λ_{ni} для каждой формы колебаний различен, так как коэффициент ν_{ni} меняет свое значение.

3. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВЕТВИ ПРИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Наличие периодически изменяющихся сил в обводе, обусловленных звенчатостью гусеницы, рельефом местности, колебаниями корпуса и т. п., является причиной возникновения вынужденных колебаний ветвей, которые нежелательны с точки зрения работоспособности движителя. Вынужденные продольные колебания могут возникать как в рабочей, так и в свободной ветвях. При этом возмущающее воздействие в зависимости от конструкции зацепления, схемы обвода и ряда эксплуатационных факторов может быть представлено или в виде периодического изменения растягивающей нагрузки на свободном конце ветви (в этом случае конструкцией зацепления допускается свободное перемещение незакрепленного конца) или в виде вынужденного перемещения закрепленных концов вместе с ведущим (или направляющим) колесом. Первая схема соответствует условиям работы рабочей ветви, вторая — свободной. В действительности, характер возмущения в процессе движения может меняться для одной и той же конструкции движителя.

Для более широкого анализа колебательных процессов в ветвях рассмотрим обе схемы. Сначала определим перемещения в ветви, к свободному концу которой приложена возмущающая сила P_0 . Величину ее по аналогии с выражением (33) для упрощения зададим функцией

$$P_0 = P_\partial \sin \omega_m t + P_0 \sin \omega_s t, \quad (58)$$

где P_∂ и ω_m — амплитуда и частота составляющей от колебаний корпуса;

P_0 и ω_s — амплитуда и частота составляющей натяжения от звенчатости гусеницы.

Ввиду того, что дифференциальное уравнение (53) линейное, можно рассматривать вынужденные колебания отдельно от действия каждой составляющей возмущающей силы и в итоге суммировать перемещения. В большей степени нас интересуют колебания, вызываемые звенчатостью гусеницы, поскольку этот фактор действует непрерывно. Поэтому ограничимся здесь только рассмотрением влияния второй составляющей выражения (58). Выражая возмущающую силу через тяговую нагрузку $P_{0к}$ и коэффициент динамичности β_∂ , имеем

$$P_0 = \beta_\partial P_{0к} \sin \frac{2\pi v t}{l_0}. \quad (59)$$

Согласно уравнению перемещений при свободных колебаниях (55) нормальные функции имеют гармонический вид.

В случае действия возмущающей силы на эти перемещения будут накладываться дополнительно перемещения от возмущающей силы P_0 . Их можно представить также в виде колебаний, соответствующих нормальным формам, и суммарное перемещение записать в виде

$$u = \sum_{i=1,3,5,\dots} f_i \sin \frac{i\pi x}{2l}, \quad (60)$$

где f_i — функция, определяющая изменение нормальных форм во времени.

Для нахождения этих функций времени необходимо написать уравнение динамического равновесия ветви в любой момент времени. Такое уравнение можно составить, используя принцип виртуальных перемещений, согласно которому работа всех сил, действующих на какую-либо систему, на виртуальных перемещениях равна нулю. В ветви действуют следующие силы: инерции, упругие восстанавливающие, демпфирующие (вязкого сопротивления) и возмущающая сила, приложенная на конце ветви.

Сила инерции элемента dx равна $\frac{\gamma F \partial}{g} dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$.

Принимая виртуальные перемещения заданными нормальными функциями

$$\delta u_i = c_i \sin \frac{i\pi x}{2l} \quad \text{при } c_i = \text{const},$$

можно записать выражение работы от действия сил инерции по всей длине ветви:

$$A_j = - \int_0^l \frac{\gamma F \partial}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} c_i \sin \frac{i\pi x}{2l} dx. \quad (61)$$

Так как

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \ddot{f}_i \sin \frac{i\pi x}{2l},$$

а

$$\int_0^l \sin \frac{i\pi x}{2l} \sin \frac{i\pi x}{2l} dx = \frac{l}{2},$$

то на виртуальном перемещении работа от действия сил инерции:

$$A_j = - \frac{\gamma F \partial}{g} \frac{l}{2} c_i \ddot{f}_i.$$

Работа, совершаемая восстанавливающими силами, может быть найдена из выражения энергии деформации колеблющейся ветви.

Из теории упругости известно, что потенциальная энергия деформации упругой ветви

$$\Pi = \frac{\kappa_0 F \partial}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx.$$

Следовательно,

$$\Pi = \frac{i^2 \pi^2 \kappa_0 F \partial}{16l} \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \dot{f}_i^2. \quad (62)$$

Если дать функции f_i такое приращение δf_i , чтобы перемещение сечения было равно виртуальному, то приращение потенциальной энергии будет представлять собой работу упругих сил на принятых виртуальных перемещениях.

При этом приращение потенциальной энергии нужно взять с обратным знаком, так как упругие силы находятся в противофазе с перемещениями. Таким образом,

$$A_{\partial} = -\delta\Pi = -\frac{\partial\Pi}{\partial f_i} \delta f_i = -\frac{i^2 \pi^2 \kappa_0 F \partial}{8l} \dot{f}_i c_i. \quad (63)$$

Сила неупругого вязкого сопротивления элемента dx

$$P_v = v_n \frac{\partial u}{\partial t} dx = v_n \dot{f}_i \sin \frac{i\pi x}{2l} dx.$$

Работа от действия этой силы на виртуальных перемещениях

$$A_v = -\frac{c_i l v_n}{2} \dot{f}_i. \quad (64)$$

Работу, совершаемую возмущающей силой P_{θ} , приложенной к концу ветви, можно определить, если в выражении для виртуального перемещения принять $x = l$:

$$A_{\theta} = P_{\theta} c_i \sin \frac{i\pi}{2} = \beta_{\partial} P_{\theta \kappa} \sin \frac{2\pi vt}{l_0} \cdot c_i (-1)^{\frac{i-1}{2}}. \quad (65)$$

Приравнявая выражения (61), (63), (64) и (65) нулю, получим уравнение

$$\ddot{f}_i + 2\lambda_{ni} \dot{f}_i + \omega_{ni}^2 f_i = P_i \sin \omega_3 t,$$

где

$$P_i = \frac{2g\beta_{\partial} P_{\theta \kappa} (-1)^{\frac{i-1}{2}}}{\gamma F \partial l}.$$

Решение данного уравнения для случая установившихся вынужденных колебаний имеет вид

$$f_i = \frac{P_i}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}} \sin(\omega_3 t - \alpha). \quad (66)$$

Сдвиг фаз α возмущающей силы и перемещений находится из выражения

$$\alpha = \arctg \frac{2\lambda_{ni} \omega_3}{\omega_{ni}^2 - \omega_3^2}. \quad (67)$$

Подставляя значения f_i в исходное уравнение (60), можно записать окончательно

$$u(x, t) = \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \frac{P_i \sin(\omega_3 t - \alpha) \sin \frac{i\pi x}{2l}}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}}. \quad (68)$$

Это уравнение позволяет определить перемещение любой точки рабочей ветви в любой момент времени.

Полученное выражение показывает, что характер вынужденных колебаний отличается от характера свободных колебаний. Прежде всего отличие заключается в том, что все главные формы совершают колебания с одной и той же частотой

$$\omega_3 = \frac{2\pi v}{l_0},$$

определяемой скоростью движения машины и шагом гусеничной цепи. Во-вторых, амплитуда каждой формы зависит от соотношения величин ω_{ni} и ω_3 . При их равенстве она достигает максимального значения. Следовательно, условием резонанса является равенство частот ω_{ni} и ω_3 .

Отсюда резонансная скорость

$$v_{pi} = \frac{ia_{ni}l_0}{4l}. \quad (69)$$

Теперь рассмотрим случай, когда возмущающее воздействие задано в виде перемещений одного из концов ветви ($x = l$). Перемещения этого конца могут быть найдены следующим образом. При входе звена гусеницы в зацепление шарнир сначала движется поступательно вперед, а затем — вместе с зубом по окружности. Предположим, что относительное скольжение элементов зацепления отсутствует. Тогда шарнир будет перемещаться по окружности радиусом $R_{ш}$ со скоростью v_k . Горизонтальная составляющая этой скорости $v_k \cos \beta_0$ определяет мгновенную скорость движения конца ветви ($x = l$). Начальный конец ветви ($x = 0$) движется равномерно со скоростью $v = \frac{nzl_0}{60}$ (где n — частота вращения ведущего колеса в *об/мин*).

Следовательно, свободный конец ветви относительно неподвижного перемещается со скоростью

$$v_{отн} = v_k \cos \beta_0 - \frac{nzl_0}{60},$$

где β_0 — текущий угол, изменяющийся от $-\frac{\alpha_{вк}}{2}$ до $+\frac{\alpha_{вк}}{2}$.

Окружная скорость шарнира

$$v_k = \frac{\pi n l_0}{60 \sin \frac{\alpha_{вк}}{2}}.$$

Тогда

$$v_{omн} = \frac{nl_0}{60} \left(\frac{\pi}{\sin \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}} \cos \beta_0 - z \right).$$

Относительное (возмущающее) перемещение свободного конца

$$u_{\theta} = \int v_{omн} dt.$$

Имея в виду, что $\beta_0 = \omega_{\text{вк}} t$, а $n = \frac{30\omega_{\text{вк}}}{\pi}$, можно записать

$$u_{\theta} = \frac{l_0}{2 \sin \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}} \sin \omega_{\text{вк}} t - \frac{\omega_{\text{вк}} l_0 z t}{2\pi}.$$

Постоянная интегрирования в данном случае равна нулю, так как за полный цикл при изменении угла β_0 от $-\frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}$ до $+\frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}$ приращение пути отсутствует.

Если заменить $t = \frac{\beta_0}{\omega_{\text{вк}}}$, то получим

$$u_{\theta} = \frac{l_0}{2 \sin \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}} \sin \beta_0 - \frac{l_0 z \beta_0}{2\pi} = R_{\mu} \sin \beta_0 - r_{\text{вк}} \beta_0. \quad (70)$$

Из данного выражения видно, что относительные перемещения конца ветви ($x = l$) определяются параметрами движителя — шагом гусеницы и количеством зубьев ведущего колеса.

С достаточным приближением действительный характер перемещения конца ветви [выражение (70)] можно заменить синусоидальным:

$$u_{\theta} = u_0 \sin \omega_3 t,$$

где u_0 — максимальное перемещение конца.

Расхождение между текущими значениями u_{θ} при этом получается относительно небольшим. Определение u_0 не вызывает затруднений. Если взять производную полученного выше выражения (70) по углу β_0 и приравнять ее нулю, то получим значение β_0 , при котором перемещение u_{θ} достигает максимума, т. е. равно u_0 . В результате таких операций получим

$$u_0 = \frac{l_0}{2 \sin \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}} \sqrt{1 - \frac{z^2}{\pi^2} \sin^2 \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2}} - \frac{l_0 z}{2\pi} \arccos \left(\frac{z}{\pi} - \sin \frac{\alpha_{\text{вк}}}{2} \right). \quad (71)$$

Однако это значение u_0 справедливо для идеального случая, когда скольжение сопрягаемых элементов зацепления отсутствует. В действительности при входе трака в зацепление на некоторых режимах наблюдается скольжение шарнира по зубу. По мере износа гусениц увеличивается шаг цепи, искажаются профили рабо-

чих элементов зацепления, и скорость скольжения трака по зубу возрастает. В связи с этим фактически в условиях эксплуатации величина u_0 может быть больше, чем подсчитанная по формуле (71).

Приведенное выражение позволяет только определить минимально возможное перемещение конца ветви при идеальных условиях работы зацепления. Истинное перемещение u_0 может быть определено по величине пути скольжения трака по зубу или учтено опытным коэффициентом β_u . Тогда

$$u_0 = u_0 \beta_u.$$

Перемещения конца ветви будут создавать переменное натяжение

$$P_0 = \kappa_0 F_0 \frac{\beta_u u_0}{l} \sin \omega_3 t. \quad (72)$$

В итоге мы получим снова возмущающую силу, только заданную перемещением шарнира, входящего в зацепление. Чтобы определить закон изменения перемещений в любом сечении ветви, найдем работу от действия возмущающей силы на перемещении, равном $c_i \sin i\pi$, так как, согласно выражению (43), виртуальные перемещения в этом случае

$$\delta u_i = c_i \sin \frac{i\pi x}{l},$$

следовательно,

$$A_0 = \kappa_0 F_0 \frac{\beta_u u_0}{l} \sin \omega_3 t c_i (-1)^{\frac{i-1}{2}}. \quad (73)$$

Приравнявая, как и ранее, сумму виртуальных работ [выражения (61), (63), (64) и (73)] нулю, можно получить дифференциальное уравнение перемещений, решение которого позволяет найти суммарное перемещение в ветви:

$$u(x, t) = \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \frac{P'_i \sin(\omega_3 t - \alpha') \sin \frac{i\pi x}{l}}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}}, \quad (74)$$

где

$$P'_i = \frac{2\kappa_0 g \beta_u u_0}{\gamma l^2} (-1)^{\frac{i-1}{2}}. \quad (75)$$

При этом следует помнить, что работа, определяемая выражением (63), для данного случая будет в 4 раза больше из-за изменения длины волны основных форм.

Выражение (74) идентично соответствующему выражению (68). Отличие заключается лишь в величине удельной возмущающей силы (P_i и P'_i) и частоте собственных колебаний. В данном случае частота находится из выражения (51).

Условие резонанса для закрепленной ветви

$$\frac{i\pi a_n}{l} = \frac{2\pi v_{pi}}{l_0},$$

$$v_{pi} = \frac{ia_n l_0}{2l} \text{ (при } i = 1, 2, 3, \dots \text{)}. \quad (76)$$

Таким образом, первая резонансная скорость закрепленной ветви в 2 раза больше, чем ветви со свободным концом.

В результате рассмотрения процесса вынужденных продольных колебаний получены уравнения перемещений рабочей и свободной ветвей. В эти уравнения входит коэффициент затухания λ_{ni} , который характеризует сопротивление различных внутренних потерь, названных нами гистерезисными.

Этот коэффициент затухания можно определить экспериментально, используя стенды для исследования динамической упругости шарниров или записывая продольные свободные затухающие колебания. Но его можно определить и аналитически, зная статическую характеристику продольной жесткости гусеницы. Из характеристики можно найти потерю потенциальной энергии за полупериод колебания ΔP . Количественно она равна площади петли гистерезиса. Относительная потеря энергии может быть охарактеризована коэффициентом потерь η_w , который равен отношению теряемой энергии ΔP ко всей энергии деформации P . Это отношение может быть заменено отношением площади гистерезисной петли ΔF к площади, изображающей всю энергию F :

$$\eta_w = \frac{\Delta F}{F}.$$

Следует отметить, что величина η_w почти не меняется при изменении пределов деформации, т. е. остается постоянной при всех амплитудах продольных перемещений.

К концу первого полупериода затухающих колебаний потенциальная энергия, превратившаяся в этот момент в кинетическую энергию звена, будет равна $(1 - \eta_w) P$, а к концу второго полупериода, т. е. к началу следующего цикла, $(1 - \eta_w)^2 P$.

Следовательно, при свободно затухающих колебаниях максимальная потенциальная энергия каждого последующего цикла будет равна энергии предыдущего, умноженной на $(1 - \eta_w)^2$.

Потенциальная энергия для каждой нормальной формы при условии линейной зависимости растягивающей силы от деформации ранее была определена выражением (62). На основании этого отношение энергии циклов колебаний, следующих один за другим, будет равно отношению квадратов амплитуд:

$$\frac{\sum f_n^2}{\sum f_{n+1}^2} = \frac{1}{(1 - \eta_w)^2}.$$

Так как зависимость силы от деформации линейная, то это отношение будет постоянным для любых деформаций. Обозначим его $1/\rho^2$. Тогда

$$\eta_{\omega} = 1 - \rho. \quad (77)$$

Из уравнений перемещений свободных колебаний ветви следует, что цикл колебания совершается за период

$$\tau_{ni} = \frac{2\pi}{\omega'_{ni}}.$$

Через каждый такой интервал амплитуды перемещений будут уменьшаться в $e^{-\frac{\lambda_{ni} 2\pi}{\omega'_{ni}}}$ раз:

Таким образом, отношение амплитуд можно выразить и через параметры колебательного процесса:

$$\frac{1}{\rho} = e^{-\frac{\lambda_{ni} 2\pi}{\omega'_{ni}}},$$

откуда

$$\rho = e^{-\frac{2\pi\lambda_{ni}}{\omega'_{ni}}}.$$

Используя это выражение совместно с формулой (77), имеем

$$1 - \eta_{\omega} = e^{-\frac{2\pi\lambda_{ni}}{\omega'_{ni}}}. \quad (78)$$

Частота с учетом затухания ω'_{ni} зависит от величины демпфирования λ_{ni} . Подставляя значение ω'_{ni} из формулы (57) в выражение (78) и логарифмируя его, получаем

$$\ln(1 - \eta_{\omega}) = \frac{2\pi\lambda_{ni}}{\sqrt{\omega_{ni}^2 - \lambda_{ni}^2}}.$$

Несложные алгебраические преобразования позволяют найти выражение для определения коэффициента затухания

$$\lambda_{ni} = \frac{\omega_{ni}}{\sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{l n^2 (1 - \eta_{\omega})}}}. \quad (79)$$

Заменяя частоту ω_{ni} ее значениями из выражений (50) и (51), получаем:

для ветви с одним закрепленным концом

$$\lambda_{ni} = \frac{i\pi a_n}{2l \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{l n^2 (1 - \eta_{\omega})}}}; \quad (80)$$

для ветви с двумя закрепленными концами

$$\lambda_{ni} = \frac{i\pi a_n}{l \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2(1 - \eta_\omega)}}}. \quad (81)$$

При экспериментальном определении коэффициента затухания λ_{ni} необходимо записать свободные колебания ветви после мгновенного сбрасывания растягивающей нагрузки.

В этом случае в формулу (79) вместо члена $(1 - \eta_\omega)$ подставляют отношение амплитуд последующего цикла к предыдущему, а собственную частоту выражают через период колебаний

$$\omega_{ni} = \frac{2\pi}{\tau_{ni}}.$$

Тогда

$$\lambda_{ni} = \frac{2\pi}{\tau_{ni} \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2 \frac{f_{n+1}}{f_n}}}}. \quad (82)$$

При малых величинах λ_{ni} затухание колебаний происходит в течение нескольких циклов (иногда до 10 и более). В таких случаях можно использовать более упрощенную формулу для определения коэффициента затухания:

$$\lambda_{ni} \approx \frac{\left[\ln \frac{f_{n+1}}{f_n} \right]}{\tau_{ni}}. \quad (83)$$

Ввиду того, что при свободных колебаниях реальной звенчатой ветви возникает, как правило, только первая основная форма колебаний, то и экспериментально можно определить лишь λ_{n1} и ω_{n1} .

4. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Выведенные выше уравнения перемещений позволяют найти продольные деформации ветвей, т. е. в конечном итоге растягивающие нагрузки, так как величина растягивающих усилий связана с деформацией ветви соотношением

$$T_{np} = \kappa_0 F \partial \frac{\partial u}{\partial x}.$$

Дифференцируя по x уравнения перемещений и подставляя значения $\frac{\partial u}{\partial x}$ в это выражение, можно получить значения продольных нагрузок для любого случая нагружения ветви. Для интересующих нас установившихся вынужденных колебаний выражения растягивающих нагрузок будут иметь вид:

для рабочей ветви, один конец которой нагружен периодически меняющейся силой,

$$T_{p np} = \frac{\pi a_n^2}{l^2} \beta_{\partial} P_{\text{вк}} \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \frac{i (-1)^{\frac{i-1}{2}} \sin(\omega_3 t - \alpha) \cos \frac{i\pi x}{2l}}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}}; \quad (84)$$

для свободной ветви, нагруженной так же,

$$T_{св np} = \frac{\pi a_n^2}{l^2} \beta'_{\partial} P_{\text{вк}} \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \frac{i (-1)^{\frac{i+1}{2}} \sin(\omega_3 t - \alpha) \cos \frac{i\pi x}{2l}}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}}; \quad (85)$$

для рабочей или свободной ветвей при задании возмущений перемещениями крайнего шарнира

$$T_{np} = \frac{\pi a_n^2 \kappa_0 F_{\partial} \beta_u u_0}{l^3} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \frac{i (-1)^{\frac{i-1}{2}} \sin(\omega_3 t - \alpha') \cos \frac{i\pi x}{l}}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{ni}^2 \omega_3^2}}. \quad (86)$$

При практических расчетах представляет интерес определение амплитуд изменения растягивающих нагрузок, соответствующих режиму движения на резонансных скоростях.

Эти амплитуды можно найти, если положить $\omega_3 = \omega_{ni}$. Тогда

$$T_{p np \max} = \frac{2\beta_{\partial} P_{\text{вк}}}{i\pi} \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{l\pi^2(1-\eta_{\omega})}} (-1)^{\frac{i-1}{2}}, \quad (i = 1, 3, 5, \dots); \quad (87)$$

$$T_{св np \max} = \frac{2\beta'_{\partial} P_{\text{вк}}}{i\pi} \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{l\pi^2(1-\eta_{\omega})}} (-1)^{\frac{i+1}{2}}, \quad (i = 1, 3, 5, \dots), \quad (88)$$

$$T_{np \max} = \frac{\kappa_0 F_{\partial} \beta_u u_0}{i\pi l} \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{l\pi^2(1-\eta_{\omega})}} (-1)^{\frac{i-1}{2}}, \quad (i + 1, 2, 3, \dots). \quad (89)$$

Как следует из этих выражений, растягивающие нагрузки существенно зависят от коэффициента потерь η_{ω} . Увеличение внутренних потерь приводит к резкому уменьшению амплитуд растягивающих нагрузок. Особенно заметно влияние внутренних потерь при изменении коэффициента η_{ω} в диапазоне его реальных значений (0,2—0,4). Так, повышение коэффициента потерь с 0,1 до 0,3 снижает амплитуду первой формы в 3,2 раза, поэтому для снижения динамических нагрузок целесообразно для шарнирных

соединений резино-металлических гусениц и гусениц с закрытыми шарнирами выбирать резиновые смеси со значительным внутренним трением.

Резонансные скорости, при которых возникают максимальные растягивающие нагрузки, определяются соответствующими выражениями (69) и (76).

Зависимость амплитуд растягивающих нагрузок от скорости движения показана на рис. 20.

На графике значения амплитуд приведены не абсолютные, а относительные, кратные величине возмущающей силы $\beta_{\partial} P_{вк}$.

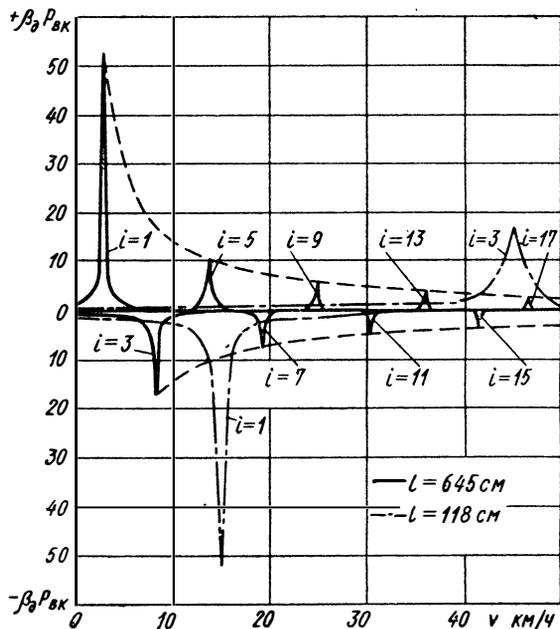


Рис. 20. Зависимость амплитуд растягивающих нагрузок от скорости при постоянном коэффициенте β_{∂} ($a_n = 13\,100$ см/сек; $l_p = 645$ см; $l_{св} = 118$ см; $q = 0,97$ кгс/см; $\kappa_0 = 1450$ кгс/см²)

Как видно из графика, растягивающие нагрузки, обусловленные продольными колебаниями ветвей, на резонансных режимах в десятки раз превосходят по величине возмущающую силу ($\eta_w = 0,2$).

Так, в рабочей ветви ($l_p = 645$ см) на первой резонансной скорости растягивающее усилие превышает возмущающую силу в 52 раза. Это означает, что даже при очень малых значениях коэффициента динамичности растягивающие нагрузки будут очень большими. Если принять $\beta_{\partial} = 0,1$, что соответствует изношенному

зацеплению, то растягивающая нагрузка от продольных колебаний для рассматриваемого случая на первой резонансной скорости будет в 5 раз больше тягового усилия. На последующих резонансных скоростях растягивающие нагрузки уменьшаются и их амплитуды уменьшаются в геометрической прогрессии.

В длинных ветвях увеличение амплитуд растягивающих нагрузок происходит в очень узком диапазоне околорезонансных скоростей. Особенно узок диапазон максимальных нагрузок при скорости v_{p1} . Изменение скорости движения всего на 0,5 км/ч уже выводит ветвь из резонансного режима.

В коротких ветвях резонансных режимов меньше, но они более опасны. Прежде всего потому, что они, как правило, соответствуют эксплуатационным скоростям движения (см. рис. 20). Кроме того, увеличение амплитуды растягивающих нагрузок происходит здесь в более широком скоростном диапазоне, что обуславливает большую вероятность движения в резонансном режиме.

Рассмотренная закономерность изменения амплитуд нагрузок (см. рис. 20) справедлива для случаев, когда возмущающее воздействие на ветвь постоянно на всех режимах движения ($\beta_d = \text{const}$). Практически влияние звенчатости сказывается по-разному на различных скоростях движения. Это объясняется тем, что с изменением скорости меняются условия работы элементов зацепления. В результате меняется и характер нагружения ветви.

Как показали экспериментальные исследования, коэффициент динамичности резко увеличивается с увеличением скорости, поэтому на повышенных скоростях не происходит уменьшения амплитуд нагрузок, наоборот, они увеличиваются (рис. 21). При этом ввиду узости околорезонансного диапазона, в процессе экспериментальных исследований (даже в стендовых условиях при достаточно плавном и непрерывном изменении скорости) не удастся зафиксировать ярко выраженного и характерного для резонансной скорости увеличения амплитуд усилий. Однако влияние параметров ветви (длины, жесткости, коэффициента потерь η_w) на величину нагрузок заметно. Так, вследствие того, что резонансная зона в коротких ветвях более широкая, чем в длинных, нагруженность рабочей ветви меньше (на рис. 21 приведены значения усилий для движителя с передним расположением ведущего колеса).

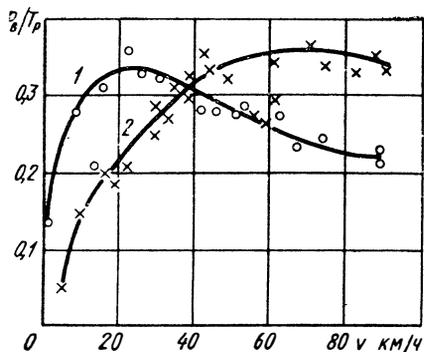


Рис. 21. Экспериментальная зависимость амплитуд нагрузок от скорости (при переднем расположении ведущего колеса):

1 — гусеница с открытым шарниром; 2 — гусеница с закрытым шарниром

Нагрузки уменьшаются также и с увеличением внутренних потерь в шарнирах. Анализ показывает, что возникновение продольных колебаний ветвей, обусловленных звенчатостью гусениц, увеличивает нагруженность обвода при использовании гусениц с жесткими шарнирами на 20—35%, а с резино-металлическими — на 10—15%. Это является следствием более высоких значений η_{ω} у гусениц с резино-металлическими шарнирами.

Помимо звенчатости гусениц, возмущающими факторами могут быть также колебания корпуса машины, переезд неровностей местности и т. п.

Вследствие низких значений частоты возмущений от колебаний корпуса (5—9 1/сек) вероятность возникновения резонанса небольшая.

Что же касается воздействия рельефа местности на возникновение колебаний, то оно может оказаться существенным. Частота флуктуирующей составляющей натяжения в этом случае определяется длиной неровностей грунта l_n и меньше частоты ω_0 в l_n/l_0 раз. В зависимости от длины l_n зона максимальных нагрузок может находиться в любом интервале рабочих скоростей.

Вследствие различных условий работы гусеничного движителя в общей гамме возмущений, действующих на обвод, возникает много единичных возмущений в виде случайных импульсов сил с различными интервалами времени между ними. Естественно, что каждый такой импульс вызывает свободные колебания ветвей с преобладанием первой формы.

При достаточно частом повторении импульсов колебания не будут успевать затухать и в ветвях будет постоянно действовать пульсирующая нагрузка. Амплитуда ее будет переменной и меньшей, чем это следует из выражений (84)—(86), но, очевидно, довольно значительной (в зависимости от интервалов времени между импульсами). Частота же этой пульсирующей нагрузки будет равна собственной частоте продольных колебаний ветвей. Затухание свободных колебаний происходит за 6—10 циклов. При $a_n = 13\ 000 \div 15\ 000$ см/сек достаточно интервала в 2 сек между импульсами, чтобы в ветви длиной 500—700 см поддерживался колебательный процесс. В современных быстроходных движителях случайные возмущения возникают гораздо чаще. Вследствие этого не только на резонансных скоростях, но и на эксплуатационных режимах при $v \neq v_{pi}$ в ветвях обвода постоянно действуют переменные нагрузки с частотой, равной собственной частоте колебаний ветвей. Амплитуда изменения этих нагрузок определяется режимом движения.

Помимо того, что продольные колебания являются причиной возникновения значительных динамических нагрузок, они приводят к изменению шага гусеницы. Причем это изменение может быть существенным, так как перемещения сечений ветви относительно положения равновесия происходят в положительном и отрицательном направлениях. Изменение шага определяется раз-

ностью перемещений двух сечений, отстоящих на расстоянии l_0 один от другого:

$$\Delta l_0 = u(x, t)_{l_1}^{t_1} - u(x, t)_{l_1+l_0}^{t_1}.$$

Перемещения при этом соответствуют одному и тому же моменту времени t_1 .

Насколько значительным может быть изменение шага, видно из табл. 1, в которой приведены возможные диапазоны изменения шага l_0 для гусеницы с резино-металлическим шарниром в случае движения на резонансных скоростях при $P_{вк} = 2000$ кгс, $\beta_a = 0,1$ и $T_c = 2000$ кгс ($\kappa_0 = \text{const}$).

Из табл. 1 видно, что на резонансных режимах в случае периодического изменения тяговой нагрузки на 10% дополнительная

Таблица 1

Изменение натяжения и шага ветви

Параметры	От продольных колебаний			От продольных колебаний и силы тяги		
	$i = 1$	$i = 3$	$i = 5$	$i = 1$	$i = 3$	$i = 5$
Натяжение ветви в кгс	5570	1858	1150	7820	4108	3400
Изменение шага в см	0,505	0,168	0,104	0,708	0,371	0,307

растягивающая нагрузка может достигать значений, превосходящих в 2,5 раза значения тяговой нагрузки. Шаг цепи при этом будет изменяться в широких пределах. Данным обстоятельством пренебречь нельзя. Хотя резонансные режимы, как показывают экспериментальные исследования, маловероятны, тем не менее, при расчете геометрических параметров зацепления целесообразно производить проверку с учетом такого возможного изменения шага гусеничной цепи.

5. ВЛИЯНИЕ ЗВЕНЧАТОСТИ ГУСЕНИЦЫ И НЕЛИНЕЙНОСТИ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАРНИРОВ

Представленные выше зависимости частот продольных колебаний, резонансных скоростей, перемещений и динамических нагрузок получены исходя из предположения о том, что ветвь является непрерывно упругой и жесткость ее постоянна при любой деформации. В действительности гусеничная цепь звенчатая, а упругая характеристика шарнира при растяжении и сжатии — нелинейная, поэтому расчетные значения параметров ветви и нагрузок, определенные по этим зависимостям, отличаются от истинных.

Аналитическое определение собственных частот продольных колебаний звенчатой цепи и сравнение их с частотами упругой ветви, эквивалентной звенчатой, показывает, что чем больше звеньев в ветви, тем меньше расхождение расчетных значений параметров. Удовлетворительное совпадение уже получается при количестве звеньев $n = 3$, когда расхождение значений резонансных скоростей первой формы не превышает 16—17%. При числе звеньев в ветви более трех разница в значениях параметров становится еще меньшей. Принимая во внимание то, что в современных обводах короткие ветви состоят не менее чем из пяти-шести траков, можно полагать выведенные выше зависимости достаточно достоверными для расчета звенчатых ветвей.

Для проверки данного положения проанализируем продольные колебания звенчатой ветви с нелинейной характеристикой жесткости шарниров при помощи решения системы уравнений (32) на электронной вычислительной машине при различных значениях постоянных коэффициентов и концевых функций и различном натяжении в ветвях. Аппроксимирующие функции продольной жесткости гусениц зададим в виде кубических парабол.

Установившиеся вынужденные колебания, вызываемые неравномерностью перематывания цепи, во всех вариантах решений наступают не позднее, чем через четыре-шесть циклов после начала процесса. Из этого следует вывод, что использование модели ветви с приложением гармонической возмущающей силы к концам ветви, т. е. к одним и тем же тракам, правомерно, так как при $n = 6$ (минимальное количество траков в коротких ветвях) каждый трак ветви обязательно пройдет стадию установившихся колебаний с полной амплитудой.

Нелинейность упругой характеристики шарниров приводит к тому, что на отдельных режимах (при большом увеличении шага или возмущении) амплитуда перемещения траков не является однозначной.

Величина перемещения определяется амплитудами трех движений, сдвинутых по фазе, которые в процессе колебаний накладываются. В случае же постоянной жесткости (или при очень малых деформациях) перемещения каждого из звеньев ветви происходят по гармоническому закону. Амплитуда перемещений в этом случае находится однозначно.

На рис. 22 показаны амплитудно-частотные (скоростные) характеристики для каждого трака ветви обвода, один конец которой неподвижен ($x_n = 0$).

Как видно из графика, вследствие нелинейности области максимальных амплитуд несколько смещаются в сторону высоких скоростей, и в окolorезонансной зоне возможно появление трех значений амплитуд для одной и той же скорости.

Варьирование величинами различных параметров, влияющих на процесс продольных колебаний, показывает, что аналитические

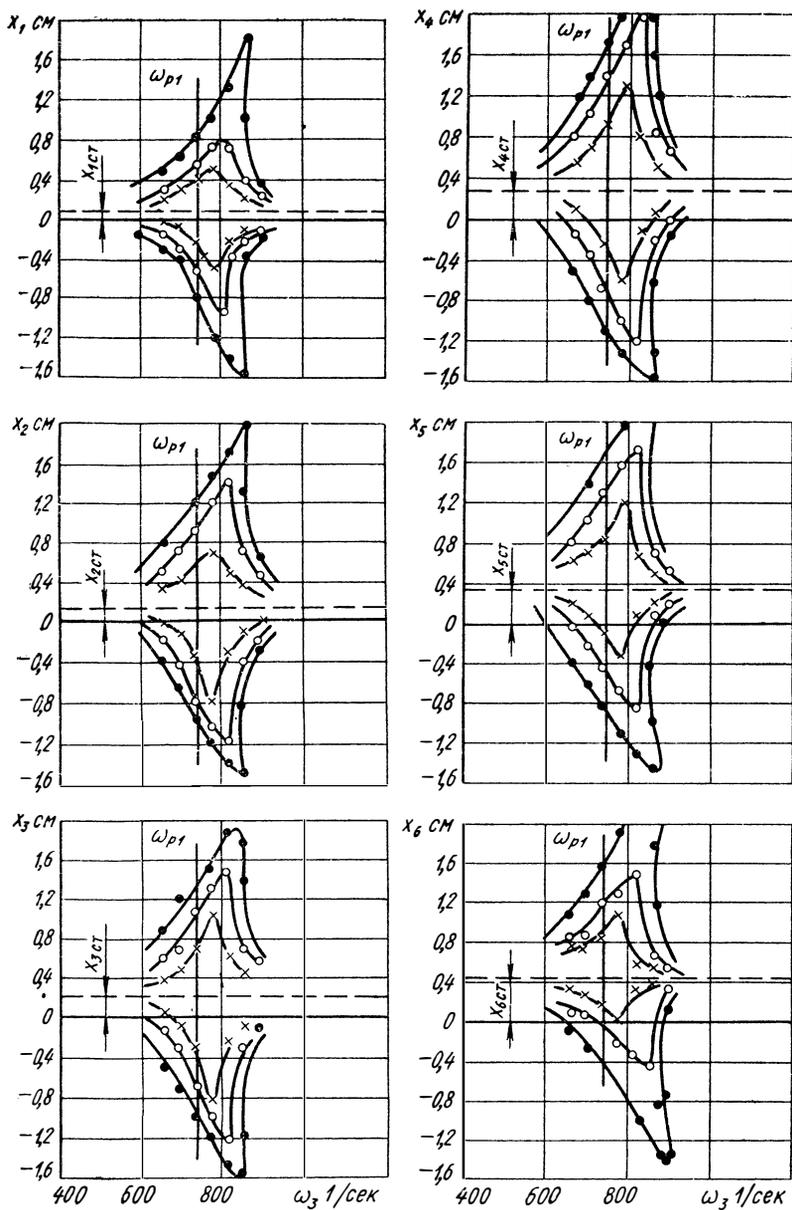


Рис. 22. Амплитудно-частотная характеристика ветви, состоящей из шести звеньев (x_1 — x_6 — характеристики звеньев при амплитуде возмущения):

× — $x_0 = 0,1$ см; ○ — $x_0 = 0,24$ см; ● — $x_0 = 0,4$ см

зависимости для частот равноупругой ветви остаются справедливыми и для звенчатой с нелинейной характеристикой. При различных значениях амплитуд возмущающих концевых перемещений относительная разница в значении скоростей, соответствующих максимальным перемещениям, лежит в пределах 1,5—12%. При этом, чем меньше амплитуда возмущения x_0 , тем меньше и расхождение в значении частот. Указанные цифры справедливы при сопоставлении с резонансными скоростями равноупругой ветви, имеющей жесткость, равную $\frac{\kappa_{эн} l_0}{F_0}$. Если же жесткость

брать не начальную $\kappa_{эн}$, а соответствующую рассматриваемой растягивающей нагрузке или среднюю на всем участке деформирования упругого элемента, то резонансная скорость, определенная по выражению (76), попадает в середину зоны максимальных амплитуд перемещений траков.

Изменение амплитуд концевых возмущений влияет как на величину перемещений траков, так и на расположение зоны максимальных перемещений. С увеличением амплитуды динамического возмущения x_0 амплитуды продольных перемещений растут, как это и следует из выражения (75). Зона максимальных амплитуд при этом расширяется и смещается вправо. Обратное явление наблюдается при изменении сопротивления c_2 : Увеличение вязкого сопротивления снижает амплитуды продольных перемещений траков, сужает область максимальных амплитуд и сдвигает ее влево к значению $v_{pi}(\omega_{ni})$.

Анализ колебательного процесса звенчатой ветви на ЭВМ показывает, что амплитуды продольных перемещений, соответствующие второй резонансной скорости, значительны и у отдельных звеньев могут даже превышать амплитуды первого резонанса. Это существенное уточнение положений теории, выведенных при рассмотрении равноупругой ветви. По-видимому, данным обстоятельством объясняется тот факт, что при экспериментальном определении динамических нагрузок от продольных колебаний ветвей не наблюдается понижение уровня нагрузок при увеличении скорости выше резонансной. Тенденция к увеличению динамических нагрузок при повышении скорости, возможно, является следствием сложения амплитуд первой и последующей форм колебаний. При равенстве амплитуд, а тем более, когда амплитуды второй формы превосходят амплитуды перемещений первой, рост суммарных перемещений закономерен, особенно при узком диапазоне околорезонансных скоростей.

Изменение натяжения ветви не влияет на характер колебаний и на величину их основных параметров. Увеличение натяжения приводит лишь к некоторой разнице амплитуд перемещений в сторону растяжения и сжатия. Последние при наличии статического натяжения $x_{ст}$ несколько больше ввиду нелинейности упругой характеристики шарниров.

Анализ нагрузок, возникающих при продольных колебаниях звенчатой ветви, показывает, что их величина лежит в пределах, определяемых выражениями для равноупругой ветви.

Изменение шага и растягивающих нагрузок во времени происходит с такой же частотой, как и перемещения траков. Это имеет большое значение для проведения экспериментальных исследований, так как позволяет определить частоту процесса по записям нагрузок, осуществление которых проще, чем запись перемещений.

Схема для замеров и кривые изменения усилий при исследовании свободных продольных колебаний показаны на рис. 23, а результаты эксперимента в сравнении с расчетными данными приведены в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения параметров колебаний ветви

Параметры	Расчетные значения	Экспериментальные значения
Продольная жесткость κ_0 в кгс/см ²	—	1000—1800
Собственная частота ω_{n1} в 1/сек	178—192	185—208
Затухание λ_{n1} в 1/сек	5—7	6—9

Как видно из приведенной таблицы, расчетные значения частоты лежат на том же уровне, что и экспериментальные. Расчетная частота (для равноупругой ветви) только на 4—8% ниже экспериментальной. Эти данные хорошо согласуются и с результатами решения задач на ЭВМ (см. рис. 22).

Экспериментальное исследование свободных колебаний подтверждает достоверность выражения (82) для определения коэффициента затухания. Ввиду относительно небольших значений λ_{ni} затухание процесса происходит не ранее, чем за шесть-восемь циклов (см. рис. 23), как это и следует из выражения (55).

Частоту свободных колебаний ветвей можно определить и методом буксировки заторможенной машины. Сущность его заключается в следующем. Гусеничная машина с заторможенным двигателем буксируется юзом по бетону. При определенной скорости скольжения возникают автоколебания, частота которых совпадает с частотой первой главной формы продольных колебаний обвода. Так как совместно с гусеницей при этом совершают угловые колебания опорные катки, поддерживающие ролики и направляющие колеса, то скорость продольных волн

$$a_n = \sqrt{\frac{\kappa_0 F_d}{\frac{q}{g} + \frac{J_{zd} - J_{вк}}{lr_{вк}^2}}},$$

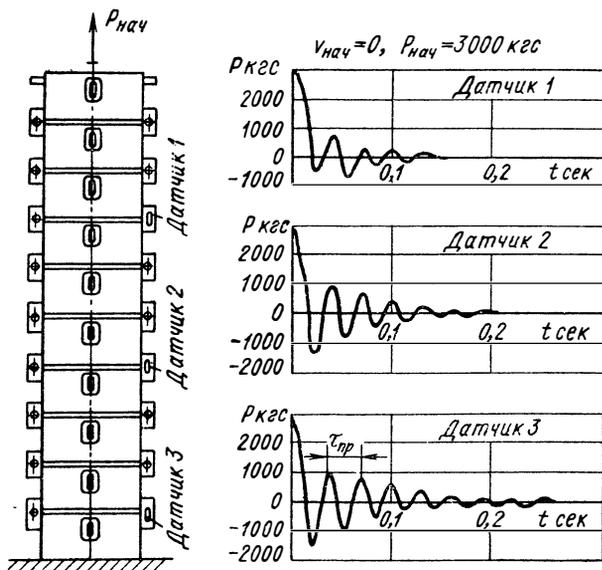


Рис. 23. Схема экспериментального определения параметров свободных колебаний ветви

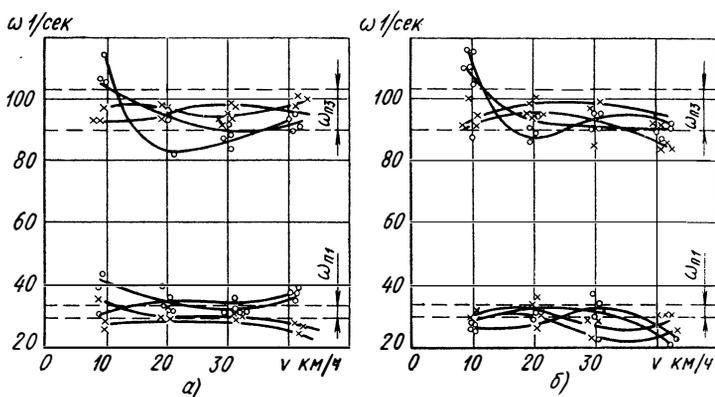


Рис. 24. Частота переменных растягивающих нагрузок при движении по разбитой грунтовой дороге:

а — с прицепом; б — без прицепа

где член $\frac{J_{эд} - J_{вк}}{I_{вк}^2}$ представляет приращение единицы массы обвода и учитывает влияние инерции движителя в его вращательном движении.

Это значение скорости a_n используется при нахождении собственной частоты ω_{n1} . Результаты теоретического и экспериментального определения частот свободных колебаний данным методом приведены ниже:

Длина ветви в см	1095
Расчетная скорость распространения продольных волн в см/сек	8520—9500
Расчетная частота колебаний в 1/сек	24,3—27,2
Экспериментальные значения частоты в 1/сек	22,5—25,0
Амплитуда колебаний (экспериментальная) в см	5—18
Скорость буксировки, соответствующая резонансному режиму, в см/сек	25—28

Некоторое превышение расчетных значений частот по сравнению с экспериментальными в этом случае объясняется наличием неучтенных потерь во вращательных узлах движителя.

При экспериментальном исследовании динамической нагруженности обвода в полевых условиях в процессе движения исследуемого объекта можно определить параметры колебательного процесса по результатам замеров усилий в обводе, не прибегая к специальным лабораторным исследованиям. Динамическая составляющая натяжения от продольных колебаний, накладываясь на общее натяжение, создает фон постоянной частоты на любой скорости и на любом типе грунта. Выделить эту составляющую не представляет труда, так как частота продольных колебаний значительно выше частот остальных колебательных процессов.

На рис. 24 приведены значения частоты этой составляющей для случая движения машины ($G_m = 16 \text{ т}$) по разбитой грунтовой дороге. Из графиков видно, что частота переменных нагрузок, обусловленных продольными колебаниями звеньев гусеницы, остается постоянной во всем скоростном диапазоне. Она равна собственной частоте первой основной формы. Расчетный интервал возможных изменений частоты ω_{n1} показан на графике штриховыми линиями.

Аналогичный характер протекания процесса наблюдается и при движении по другим грунтам, в том числе и по бетону.

УСТОЙЧИВОСТЬ ОБВОДА. НАГРУЗКИ ОТ КОЛЕБАНИЙ ВЕТВЕЙ И КОРПУСА МАШИНЫ

У современных гусеничных машин, особенно быстроходных, свободно провисающие обвода вследствие значительных ходов катков имеют большую свободу перемещений в поперечном направлении. Возмущающие же воздействия на ветви из-за непрерывного увеличения скоростей движения становятся все более эффективными. Это приводит к возникновению поперечных колебаний в ветвях со значительными амплитудами перемещений траков. Данное обстоятельство нарушает устойчивую работу обвода и ограничивает скорость движения по пересеченной местности. В некоторых случаях это является причиной сбрасывания гусениц.

Кроме этого, поперечные колебания вызывают высокие динамические нагрузки как в обводе, так и в других узлах и деталях гусеничного движителя. В связи с этим необходимость стабилизации свободно провисающих ветвей быстроходных обводов стала одной из актуальных задач при создании новых машин или модернизации существующих.

Решение такой задачи возможно только в результате выявления основных закономерностей процесса поперечных колебаний, их зависимости от конструктивных параметров обвода и различных эксплуатационных факторов.

Движение гусеничной машины сопровождается колебаниями корпуса. Наиболее значительными из них являются вертикальные и угловые колебания в плоскости движения (продольно-угловые). Помимо перегрузок на агрегаты машины, эти колебания приводят к динамическому изменению геометрии обвода и, как следствие, к высоким переменным растягивающим нагрузкам в обводе. Периодичность и величина растягивающих усилий зависят от параметров колебательного процесса корпуса и соотношения характеристик элементов системы моторно-трансмиссионная установка — гусеничный обвод—корпус, поскольку в этой системе гусеничный обвод является связующим звеном между силовым агрегатом, корпусом и ходовой частью.

Нахождение путей снижения динамической нагруженности гусеничного движителя предопределяет необходимость рассмотрения этого явления.

1. ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ ЦЕПИ

Схема ветви, совершающей поперечные колебания, показана на рис. 25.

Каждый из n траков (звеньев) ветви в процессе колебаний поступательно перемещается в двух направлениях x и y и дополнительно поворачивается относительно оси шарнира. Положение

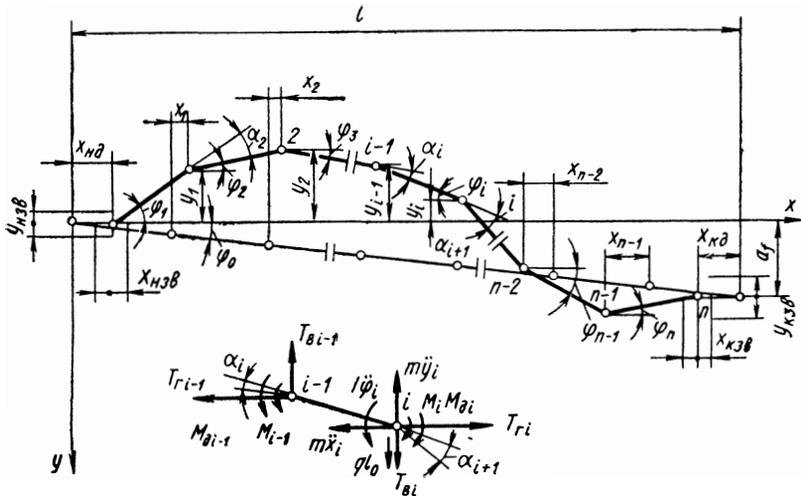


Рис. 25. Схема звенчатой гусеничной ветви и сил, действующих на звено

ветви в любой момент времени может быть определено, если заданы $2n$ любых координат: x_i , y_i (или φ_i). Связь между координатами, как это видно из схемы, определяется уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_{нд} + x_{кзв} - l_0 (\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1); \\ &\dots \dots \dots \\ x_i &= x_{i-1} - l_0 (\cos \varphi_0 - \cos \varphi_i); \\ &\dots \dots \dots \\ x_{кзв} + x_n &= x_{n-1} - l_0 (\cos \varphi_0 - \cos \varphi_n), \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

где
$$x_{кзв} + x_{нд} = x_n + x_{кзв} + nl_0 \cos \varphi_0 - \sum_1^n l_0 \cos \varphi_i; \quad (91)$$

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= y_{нд} + y_{кзв} + l_0 \sin \varphi_1; \\ &\dots \dots \dots \\ y_i &= y_{i-1} + l_0 \sin \varphi_i; \\ &\dots \dots \dots \\ y_{кзв} + y_n &= y_{n-1} + l_0 \sin \varphi_n, \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

$$y_{нд} + y_{нв} = y_n + y_{кв} - \sum_1^n l_0 \sin \varphi_i, \quad (93)$$

где $x_{нд}, x_n, y_{нд}, y_{нв}$ — динамические продольные и вертикальные перемещения концов ветви вследствие ее поперечных колебаний;
 $x_{нзв}, x_{кзв}, y_{нзв}, y_{кзв}$ — продольные и вертикальные перемещения концов от звенчатости цепи;
 $y_{нв}, y_{кв}$ — вертикальные перемещения концов ветви от колебаний корпуса и перемещений катков.

При этом выбор начала отсчета перемещений не имеет значения и не влияет на вид конечных функций. В данном случае для удобства записи продольные координаты взяты связанными с начальным положением каждого шарнира, а отсчет вертикальных перемещений y_i производится от общей оси x .

Концевые функции, учитывающие неравномерность перематывания гусеничной цепи, можно представить (аналогично подобным функциям при продольных колебаниях) в виде:

$$\left. \begin{aligned} x_{нзв} &= x_{нд} \sin \frac{2\pi vt}{l_0}; \\ x_{кзв} &= x_{ко} \sin \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \beta \right); \\ y_{нзв} &= y_{но} \sin \frac{2\pi vt}{l_0}; \\ y_{кзв} &= y_{ко} \sin \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \beta \right) + nl_0 \sin \varphi_0, \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

где β — сдвиг концевых возмущений по фазе.

Амплитуды концевых продольных перемещений $x_{но}$ и $x_{ко}$ были определены ранее (см. гл. II). Амплитуды поперечных (вертикальных) возмущений находят при известных размерах ведущего колеса и катка, с которого сходит конец ветви, из выражения [2]

$$y_{н(к)о} = r_k \left(1 - \cos \frac{\alpha_k}{2} \right), \quad (95)$$

где r_k — радиус окружности, по которой располагаются центры шарниров;

α_k — угол между смежными траками на катке (ведущем колесе).

С учетом колебаний корпуса или вертикальных перемещений катков при переезде неровностей местности вертикальные возму-

шающие перемещения концов ветви можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} y_{нв} &= y_{квв} + h_n \sin \omega_m t; \\ y_{кв} &= y_{квв} + h_k \sin (\omega_m t - \gamma_k), \end{aligned} \right\} \quad (96)$$

где h_n, h_k — перемещения концов ветви, а γ_k — сдвиг по фазе.

Написанная система $2n$ уравнений (90) — (93) содержит $3n$ неизвестных и, следовательно, не может однозначно определить положение ветви. Необходимо составить еще дополнительно уравнения сил. Так как с учетом инерционных нагрузок каждый трак находится в динамическом равновесии, то можно записать для i -го трака три уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_i + T_{zi-1} - T_{zi} &= 0; \\ m\ddot{y}_i + T_{vi-1} - T_{vi} - ql_0 &= 0; \\ J\ddot{\varphi}_i + v_\varphi(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}) + m_0 b(\alpha_i - \alpha_{i+1}) + T_{zi-1}l_0 \sin \varphi_i - \\ &- T_{vi-1}l_0 \cos \varphi_i = 0, \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

где T_{zi}, T_{vi} — горизонтальная и вертикальная составляющие растягивающей нагрузки;

J — момент инерции трака относительно оси шарнира;

v_φ — коэффициент, учитывающий внутренние потери в шарнире при скручивании;

α_i — угол поворота смежных траков один относительно другого.

Характер потерь в шарнирных соединениях зависит от типа шарнира. В резино-металлических (сайлент-блочных) шарнирах это будут только гистерезисные потери, которые, как и записано в последнем уравнении, будут вызывать демпфирующее сопротивление, величину которого можно считать пропорциональной скорости относительных угловых перемещений. В открытых металлических шарнирах потери будут обуславливаться только трением пальца в проушине. В закрытых шарнирах (см. гл. VI), имеющих сайлент-блочные уплотнения, будут и гистерезисные потери и потери от трения. В этих случаях силы демпфирования и восстанавливающие силы будут иметь другое значение. Но принимая во внимание то, что склонность к возникновению поперечных колебаний присуща гусеницам с резино-металлическими шарнирами, целесообразно рассматривать именно этот случай как наиболее характерный.

Углы α_i связаны с координатными углами φ_i зависимостью:

$$\alpha_i = \varphi_i - \varphi_{i-1}.$$

Тогда уравнение моментов может быть записано в виде

$$J\ddot{\varphi}_i + v_\varphi(2\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_{i+1}) + m_0 b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}) + T_{zi-1}l_0 \sin \varphi_i - T_{vi-1}l_0 \cos \varphi_i = 0.$$

В случае нелинейной зависимости момента от угла скручивания шарнира, аппроксимирующей функцией которой, как и в случае продольных колебаний, может быть кубическая парабола, уравнение моментов будет иметь вид

$$J\ddot{\varphi}_i + v_{\varphi}(2\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_{i+1}) + M_0 b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}) + c_m b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1})^3 + T_{ei-1}l_0 \sin \varphi_i - T_{ei-1}l_0 \cos \varphi_i = 0, \quad (98)$$

где c_m — коэффициент, учитывающий нелинейность изменения упругого момента, в $кгс \cdot см / рад^3$.

Следует отметить, что при углах поворота траков до 30—35°, т. е. до максимально возможных в процессе эксплуатации, нелинейность упругой характеристики незначительна, поэтому величина c_m мала, что позволяет в большинстве случаев ею пренебречь.

Для всей ветви можно записать систему $3n$ уравнений силового равновесия:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 + T_{eH} - T_{e1} &= 0; \\ \dots &\dots \\ m\ddot{x}_i + T_{ei-1} - T_{ei} &= 0; \\ \dots &\dots \\ m\ddot{x}_n + T_{en-1} - T_{eK} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y}_1 + T_{eH} - T_{e1} - ql_0 &= 0; \\ \dots &\dots \\ m\ddot{y}_i + T_{ei-1} - T_{ei} - ql_0 &= 0; \\ \dots &\dots \\ m\ddot{y}_n + T_{en-1} - T_{eK} - ql_0 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

$$\left. \begin{aligned} J\ddot{\varphi}_1 + v_{\varphi}(2\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_H - \dot{\varphi}_2) + M_0 b(2\varphi_1 - \varphi_H - \varphi_2) + \\ + c_m b(2\varphi_1 - \varphi_H - \varphi_2)^3 + T_{eH}l_0 \sin \varphi_1 - T_{eH}l_0 \cos \varphi_1 &= 0; \\ \dots &\dots \\ J\ddot{\varphi}_i + v_{\varphi}(2\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_{i+1}) + M_0 b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}) + \\ + c_m b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1})^3 + T_{ei-1}l_0 \sin \varphi_i - \\ - T_{ei-1}l_0 \cos \varphi_i &= 0; \\ \dots &\dots \\ J\ddot{\varphi}_n + v_{\varphi}(2\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_K) + M_0 b(2\varphi_n - \varphi_{n-1} - \varphi_K) + \\ + c_m b(2\varphi_n - \varphi_{n-1} - \varphi_K)^3 + T_{en-1}l_0 \sin \varphi_n - \\ - T_{en-1}l_0 \cos \varphi_n &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (101)$$

В этих уравнениях составляющие растягивающих сил на концах ветви связаны с продольными концевыми перемещениями зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} T_{en} &= \kappa_{n\ nр} (x_{n\partial} + x_{nзв}) + \nu_{n\ nр} (\dot{x}_{n\partial} + \dot{x}_{nзв}) + T_c; \\ T_{зк} &= T_c - \kappa_{к\ nр} (x_n + x_{кзв}) - \nu_{к\ nр} (\dot{x}_n + \dot{x}_{кзв}); \\ T_{вн} &= \kappa_{нв} (y_{н\partial} + y_{нзв}) + \nu_{нв} (\dot{y}_{н\partial} + \dot{y}_{нзв}); \\ T_{вк} &= \kappa_{кв} (y_n + y_{кзв} - nl_0 \sin \varphi_0) + \nu_{кв} (\dot{y}_n + \dot{y}_{кзв}), \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

где $\nu_{н\ nр}$, $\nu_{к\ nр}$, $\nu_{кв}$, $\nu_{нв}$ — коэффициенты вязкого сопротивления обоих концов ветви в продольном и поперечном направлениях;

$\kappa_{н\ nр}$, $\kappa_{к\ nр}$, $\kappa_{нв}$, $\kappa_{кв}$ — приведенные жесткости на концах ветви в продольном и поперечном (вертикальном) направлениях.

Значения этих параметров определяются характеристиками смежных с рассматриваемой ветвью участков обвода и трансмиссии (для конца ветви, связанного с ведущим колесом). Изменением жесткости можно имитировать изменение натяжения в ветви. Тогда силу T_c в уравнения (102) можно не вводить.

Текущие углы поворота крайних шарниров в уравнении (101) зависят от углов складывания траков на начальном α_n^0 и конечном α_k^0 катках:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_n &= \alpha_n^0 \sin \frac{2\pi vt}{l_0} + \varphi_0; \\ \varphi_k &= \alpha_k^0 \sin \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \beta \right) - \varphi_0. \end{aligned} \right\} \quad (103)$$

Совместное решение систем уравнений (90) — (93), (99), (100), (101) и уравнения (102) позволяет найти все $5n + 2$ входящих в них неизвестных, т. е. найти перемещения любого трака в любой момент времени и определить величину сил, действующих на каждый трак. Однако, как это видно из анализа приведенных уравнений, их решение обычными способами невозможно. Так, для определения амплитуд колебаний верхней ветви движителя транспортной машины общим весом $G_m = 36$ т при количестве звеньев в ветви, равном 37, потребовалось бы решить систему из 187 уравнений, содержащую 113 дифференциальных уравнений второго порядка, в том числе 37 нелинейных.

Решение подобных систем уравнений на ЭЦВМ возможно, но требует значительного времени, поэтому анализ процесса производится при соответствующих упрощениях ряда уравнений. Эти упрощения сводятся к следующему. При небольших углах отклонения траков от начального положения можно принять $\sin \varphi_i \approx \varphi_i$. Если пренебречь влиянием нелинейности и перемещениями шарниров вдоль оси x , полагая $x_i = 0$ и $c_m = 0$, то можно

получить уравнения, которые будут справедливы только для «малых» поперечных колебаний. Перемещения каждого трака при этом описываются системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y}_i + T_e(\varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}) - ql_0 &= 0; \\ J\ddot{\varphi}_i + v_\varphi(2\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_{i+1}) + m_0b(2\varphi_i - \varphi_{i-1} - \varphi_{i+1}) + \\ + T_e l_0(\varphi_i - \varphi_{i-1}) &= 0; \\ y_i &= y_{i-1} + l_0\varphi_{i-1}. \end{aligned} \right\} (104)$$

В гл. II при проведении сравнительной оценки различных способов исследования продольных колебаний было установлено, что замена звенчатой цепи равноупругой ветвью, существенно упрощая определение необходимых параметров и нагрузок, дает результаты, хорошо согласующиеся с истинными.

В связи с этим целесообразно и при исследовании поперечных колебаний использовать метод равномерных распределенных по длине ветви параметров, как наиболее удобный для проведения анализа.

Отдельное рассмотрение продольных и поперечных колебаний допустимо и правомерно по двум причинам. Во-первых, описание процессов и продольных и поперечных колебаний линейными уравнениями позволяет использовать принцип суперпозиций и, следовательно, путем наложения обоих процессов определить перемещения элементов ветви в ее сложном колебании.

Во-вторых, характеристики этих двух динамических процессов существенно отличаются. Частоты продольных колебаний в несколько десятков раз выше, чем поперечных, поэтому погрешность от пренебрежения взаимным влиянием одного колебания на другое очень мала.

Отдельный же анализ колебаний удобен тем, что он позволяет их рассматривать в плоскости определяющего воздействия каждого из видов колебаний на работу гусеничного движителя: продольных колебаний как фактора, обуславливающего повышение динамической нагруженности обвода, поперечных колебаний — как фактора, влияющего на кинематику и устойчивость обвода.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Для определения основных параметров процесса сначала рассмотрим свободные колебания ветви. В гл. I было выведено уравнение провисания упругой ветви. При поперечных колебаниях положение равновесия ветви будет соответствовать положению, определяемому выражением (5). В реально выполненных конструкциях гусениц с угловой жесткостью $m_0 = 200 \div \div 400 \text{ кгс} \cdot \text{см/см} \cdot \text{рад}$ и углами предварительной закрутки шарниров $6\text{—}7^\circ$ статический прогиб незначителен по сравнению с динамическим, особенно на резонансных режимах, поэтому

с достаточной точностью можно считать, что отклонения траков происходят от положения, определяемого кривой $y_{cm} = 0$.

Если же необходимо учесть статическое провисание, то к динамическому перемещению любого сечения можно прибавить статический прогиб, определяемый по формуле (6). Так как в данном случае интерес представляют поперечные колебания, то в дальнейшем мы будем рассматривать только динамические перемещения ветви.

Сначала рассмотрим свободные колебания ветви при отсутствии гистерезисных потерь в ней.

Дифференциальное уравнение колебаний для этого случая может быть получено из уравнения (4), если заменить в нем вес единицы длины q силами инерции (так как колебания рассматриваются относительно положения статического равновесия). Интенсивность этих сил

$$q_j = -\frac{q}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}.$$

Подставляя в уравнение (4) q_j вместо q , имеем

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \alpha_s^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - p_n \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (105)$$

где

$$\alpha_s^2 = \frac{g m_0 l_0 b}{q}, \quad (106)$$

$$p_n = \frac{g T}{q}. \quad (107)$$

В уравнении (105) не учтено влияние инерции поворота траков при поперечных колебаниях. Дифференциальное уравнение поперечных колебаний с учетом дополнительной вертикальной нагрузки от сил инерции поворота имеет вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{J_F}{F \delta} \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \alpha_s^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - p_n \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (108)$$

где J_F — момент инерции площади поперечного сечения ветви относительно центральной оси, перпендикулярной плоскости xy .

Ввиду того, что амплитуда колебаний ветви относительно мала по сравнению с ее длиной и, следовательно, весьма незначительны угловые ускорения, инерционные сопротивления от поворота траков также будут малы. В связи с этим для рассмотрения колебаний можно использовать упрощенное выражение (105). Его решение, как и в случае продольных колебаний, целесообразно искать в виде

$$y = X(x) T(t). \quad (109)$$

В конечном итоге после определения каждой из функций этого уравнения можно получить выражение перемещений y_i

любого сечения ветви для каждой главной формы ее колебания. Общее решение вследствие линейности и однородности уравнений, входящих в выражение (109), будет представлено суммой перемещений всех главных форм, т. е.

$$y = \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \sin \frac{i\pi x}{l} (A_i \cos \omega_{\theta i} t + B_i \sin \omega_{\theta i} t), \quad (110)$$

где A_i, B_i — постоянные, зависящие от начальных условий (перемещений и скоростей сечений ветви в начальный момент времени);

$\omega_{\theta i}$ — частота изменения основных форм во времени.

Совместное решение уравнений (105) и (110) позволяет найти значение частоты $\omega_{\theta i}$:

$$\omega_{\theta i} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} a_g \sqrt{1 + \frac{Tl^2}{i^2 \pi^2 m_0 l_0 b}}, \quad (i = 1, 2, 3, \dots). \quad (111)$$

Из данного выражения видно, что собственная частота не является постоянной величиной, определяемой только характеристиками ветви, а зависит от величины натяжения гусеничной цепи и, следовательно, может меняться в процессе движения. Это подтверждают и эксперименты. Так, в процессе испытаний ленточной гусеницы с $q = 0,7 \text{ кгс/см}$, $l_0 = 18,5 \text{ см}$ и $m_0 = 64 \text{ кгс} \cdot \text{см/см} \cdot \text{рад}$ при изменении натяжения от 400 до 2400 кгс собственная частота поперечных колебаний первой формы при длине пролета 178,5 см изменялась от 13,5 до 28,2 1/сек, а частота второй формы от 32,5 до 68,8 1/сек.

Важнейшим параметром, характеризующим процесс поперечных колебаний, является скорость распространения поперечных волн $v_{\theta i}$. В отличие от скорости продольных волн она не постоянна и различна для каждой гармоники.

Так как

$$v_{\theta i} = \omega_{\theta i} \frac{l}{i\pi},$$

то

$$v_{\theta i} = \frac{i\pi}{l} a_g \sqrt{1 + \frac{Tl^2}{i^2 \pi^2 m_0 l_0 b}}. \quad (112)$$

Следовательно, скорость поперечных волн, так же как и частота колебаний, зависит от натяжения. При этом изменение натяжения в пределах эксплуатационного диапазона вызывает изменение скорости в несколько раз.

Из конструктивных параметров на величину скорости распространения поперечных волн влияет в основном вес q . С его увеличением скорость $v_{\theta i}$ заметно уменьшается. Это логично, так как на основании выражения (106) с увеличением веса гусеницы величина a_g уменьшается. Длина ветви и угловая жесткость

шарнирных соединений незначительно влияют на величину скорости распространения поперечных волн, особенно для первой (определяющей) формы колебаний.

Из этого следует, что при необходимости изменения параметров колебательного процесса наибольший эффект может дать лишь изменение натяжения обвода (варьирование весом исключается по другим причинам). Здесь под силой натяжения подразумевается сумма составляющих без учета натяжения от центробежных сил, поскольку последние прямо не вызывают изменения геометрии (формы) ветви.

Для ветви с равномерно распределенными параметрами порядок гармоник может быть очень высоким. Практически же определяющей является первая гармоника (первая главная форма). Амплитуды последующих форм быстро уменьшаются. Кроме того, в реальных ветвях, обладающих звенчатостью, порядок наивысшей гармоники зависит от шага цепи. Если принять минимальное количество траков, из которых может состоять волна, равным четырем, то можно записать условие для определения порядка высшей гармоники:

$$i_{\max} \leq \frac{l}{2l_0}.$$

Уравнение свободных колебаний (110) не учитывает влияния гистерезисных потерь в шарнирах. Сопротивление вследствие этих потерь, как уже отмечалось выше, можно считать пропорциональным скорости деформации. Поэтому целесообразно учесть их коэффициентом, умноженным на скорость вертикальных перемещений ветви. Если обозначить ν_g коэффициент сопротивления, отнесенный к единице длины ветви, то вертикальное сопротивление единицы длины ветви от гистерезисных потерь

$$P_\eta = \nu_g \frac{\partial y}{\partial t}.$$

Дифференциальное уравнение свободных колебаний при наличии гистерезисных потерь примет вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2\lambda_g \frac{\partial y}{\partial t} + a_g^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^2} - p_n \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (113)$$

где

$$\lambda_g = \frac{\nu_g g}{2q}. \quad (114)$$

Его решение в общем виде:

$$y = \sum_{i=1, 2, 3, \dots} e^{-\lambda_{gi} t} \sin \frac{i\pi x}{l} (A_i \cos \omega'_{gi} t + B_i \sin \omega'_{gi} t). \quad (115)$$

При этом частота колебаний с учетом затухания

$$\omega'_{gi} = \sqrt{\omega_{gi}^2 - \lambda_{gi}^2} \quad (116)$$

Величина затухания $\lambda_{\theta i}$ может быть определена способом, аналогичным изложенному в гл. II, т. е. по коэффициенту внутренних потерь η'_w при скручивании траков один относительно другого. В данном случае коэффициент потерь η'_w представляет собой отношение теряемой вследствие гистерезисных потерь энергии за один цикл углового деформирования ко всей энергии деформирования (скручивания) шарнира. Подтверждением возможности применения подобного способа является то, что коэффициент внутренних потерь остается постоянным при изменении амплитуды относительных перемещений и скорости. Экспериментальные исследования свойств шарниров различных типов (гл. VII) показывают, что коэффициент η'_w в диапазонах максимально воз-

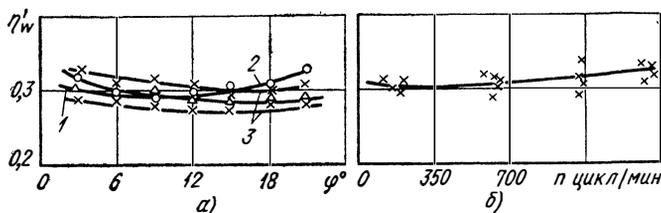


Рис. 26. Зависимость коэффициента потерь η'_w в шарнирах от угла складывания траков и скорости деформирования:

1 — $G_T = 11 \text{ m}$; 2 — $G_T = 36 \text{ m}$; 3 — $G_T = 16 \text{ m}$

можных значений углов складывания и скоростей деформирования изменяет свою величину не более, чем на 6—7%, а в реальных диапазонах этих параметров — на 1,5—2% (рис. 26).

Таким образом, применяя рассуждения, подобные изложенным при нахождении коэффициента потерь при продольных колебаниях λ_{ni} , получим

$$\lambda_{\theta i} = \frac{\omega_{\theta i}}{\sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2(1 - \eta'_w)}}}. \quad (117)$$

Как следует из последней формулы, затухание определяется не только внутренними потерями, но и параметрами обвода (в частности, натяжением гусениц и весом), влияющими на частоту колебаний $\omega_{\theta i}$.

При наличии затухания частота колебаний $\omega'_{\theta i}$ уменьшается. В результате изменяется и скорость распространения поперечных волн. Однако, как можно заключить из анализа формул (111) и (116), это изменение незначительно для коэффициентов потерь η'_w , не превышающих 0,5 (практически максимально возможная величина для резино-металлических шарниров). Поэтому выражение (112) может считаться справедливым и для колебаний с затуханием.

3. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВЕТВЕЙ И РЕЗОНАНСНЫЕ СКОРОСТИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ И СХЕМАХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

При проектировании ходовой части машины важно обеспечить такие характеристики гусеничного обвода как колебательной системы, при которых исключалось бы возникновение вынужденных колебаний ветвей со значительной амплитудой. Вынужденные колебания ветвей обвода могут возникать под воздействием возмущающих сил от опорных и поддерживающих катков, вследствие периодического изменения растягивающих обвод усилий и изгибающих моментов на ведущем и направляющем колесах, а также в результате колебания корпуса машины. Рассмотрим наиболее характерные случаи вынужденных колебаний.

Определим перемещения ветви, когда возмущающая сила возникает в результате воздействия опорного катка на гусеницу (двигатель без поддерживающих катков).

Дорожный профиль, формирующий возмущение, в общем случае может быть неопределенным. Обычно характеристика микропрофиля задается статистическими показателями [13]. Однако для выявления основных закономерностей рассматриваемого явления нет необходимости прибегать к сложному спектрально-вероятностному методу и с достаточной для качественного анализа точностью считать профиль неровности гармоническим. Как показывает сопоставление такого подхода с вероятностным, принципиальные выводы в обоих случаях получаются одинаковыми.

С учетом принятого допущения ось катка при переезде неровности длиной S_n будет перемещаться вверх по закону

$$h_k = h_n \cos \omega_k t,$$

где

$$\omega_k = \frac{2\pi v}{S_n}.$$

В определенный момент времени каток соприкасается с гусеницей и поднимает ее, сообщая вертикальную скорость сечению с координатой $x = l_1$. При значительном возмущении гусеница в процессе переезда может оторваться от катка и совершать поперечные колебания.

Сила P_g , действующая на ветвь, определится из следующих соображений. При ударе катка о гусеницу сила удара зависит от массы ветви, скорости и ускорения, которое сообщает каток каждому элементу ветви. Дополнительно ветвь создает сопротивление P_u вследствие ее изгиба. Следовательно,

$$P_g = \int_0^l \frac{q}{g} \ddot{y} dx + \int_0^l v_g \dot{y} dx + P_u. \quad (118)$$

Так как упругая реакция ветви P_u незначительна, то ее величиной можно пренебречь и считать, что возмущающая сила

определяется только первыми двумя составляющими выражения (118).

Для нахождения силы P_θ необходимо знать зависимость $y = f(x)$ в момент удара катка о гусеницу. Полагая, что кривая динамического прогиба аналогична кривой статического прогиба при одной и той же схеме приложения сил, можно найти силу, действующую на ветвь:

$$P_\theta = -\xi_\kappa \left(\frac{ql}{g} h_n \omega_\kappa^2 \cos \omega_\kappa t + v_\theta l h_n \omega_\kappa \sin \omega_\kappa t \right), \quad (119)$$

где ξ_κ — коэффициент, учитывающий место приложения силы P_θ ,

$$\xi_\kappa = \frac{4ll_1 - 3l_1^2}{8l(l-l_1)} + \frac{l^4 + 8l_1^3 - 6l_1^2 l^2 - 3l_1^4}{8l_1(l-l_1)^2}. \quad (120)$$

Анализируя выражение (120), можно найти, что при $l_1 = \frac{l}{2}$ коэффициент ξ_κ достигает минимальной величины, равной $\frac{5}{8}$.

Следовательно, при проектировании обвода необходимо стремиться к выполнению этого условия.

Ввиду того, что член $\frac{q}{g} \omega_\kappa$ значительно больше коэффициента v_θ , второй член выражения (119) можно отбросить и считать

$$P_\theta = \xi_\kappa \frac{ql}{g} h_n \omega_\kappa^2 \cos \omega_\kappa t. \quad (121)$$

Для нахождения перемещений ветви при вынужденных колебаниях используем принцип виртуальных перемещений. Так как основные формы колебаний (115) имеют синусоидальный характер, то перемещения представим рядом

$$y = \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \varphi_i \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (122)$$

где φ_i — функции, определяющие изменение главных форм во времени.

За виртуальные перемещения примем перемещения вида

$$\delta y_i = \delta \varphi_i \sin \frac{i\pi x}{l},$$

где $\delta \varphi_i$ — амплитуда перемещения каждой формы.

На ветвь обвода действуют силы инерции, упругого восстановления, растягивающие, вязкого сопротивления и возмущающие. Сумма работ этих сил на виртуальных перемещениях должна быть равна нулю. Определяя величину каждой составляющей таким же способом, как это было сделано при определении перемещений при продольных колебаниях ветвей, и проводя соответствующие преобразования, получим выражение для на-

хождения вертикальных перемещений при поперечных вынужденных колебаниях ветви, вызываемых периодическими возмущениями от опорного катка:

$$y_{0, \kappa} = -\frac{gP_{\kappa}}{ql} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \sin \frac{i\pi x}{l} \times$$

$$\times \left\{ \frac{\sin \left[\left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\kappa} \right) t - \alpha_1 \right]}{\sqrt{\left[\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\kappa} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\kappa} \right)^2}} + \right.$$

$$\left. + \frac{\sin \left[\left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\kappa} \right) t - \alpha_2 \right]}{\sqrt{\left[\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\kappa} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\kappa} \right)^2}} \right\}, \quad (123)$$

где

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{2\lambda_{\theta i} \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\kappa} \right)}{\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\kappa} \right)^2}; \quad (124)$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{2\lambda_{\theta i} \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\kappa} \right)}{\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\kappa} \right)^2}. \quad (125)$$

Резонанс в рассматриваемом случае наступит, когда выражение в одной из квадратных скобок подкоренного выражения будет равно нулю, т. е.

$$\omega_{\theta i} = \frac{i\pi v_{\rho i}^I}{l} - \omega_{\kappa}$$

или

$$\omega_{\theta i} = \frac{i\pi v_{\rho i}^{II}}{l} + \omega_{\kappa}.$$

Следовательно, резонансные скорости движения

$$v_{\rho i}^I = v_{\theta i} + \frac{\omega_{\kappa} l}{i\pi}. \quad (126)$$

и

$$v_{\rho i}^{II} = v_{\theta i} - \frac{\omega_{\kappa} l}{i\pi}. \quad (127)$$

При скорости $v_{\rho i}^{II}$ амплитуда перемещений увеличивается очень незначительно, так как второй член формулы (123) обуславливает небольшое приращение перемещения по сравнению с первым

членом. Более опасным является режим движения со скоростью v_{pi}^I . Заметим, что точное условие резонанса получается не тогда, когда выражение в квадратных скобках под корнем равно нулю, а когда знаменатель получает минимальное значение, т. е. производная по скорости подкоренного выражения в уравнении (123) обращается в нуль. Согласно этому условию

$$v_{opi} = \frac{l}{i\pi} \sqrt{\omega_{si}^2 - \lambda_{si}^2} \pm \frac{\omega_{\kappa} l}{i\pi}.$$

Однако разница между скоростями $v_{pi}^{I(11)}$ и v_{opi} при реальных значениях η'_{ω} настолько мала, что можно для расчетов использовать формулы (126) и (127).

Если на ветвь действуют возмущения от нескольких катков, то суммарное перемещение будет равно сумме перемещений, вызываемых действием отдельно каждого катка, т. е.

$$y_{\Sigma} = y_1 + y_2 + \dots + y_n.$$

При этом значение каждого члена этого равенства необходимо находить с учетом сдвига фаз, определяемого временем Δt_i прохождения сечения ветви x от одного катка к другому:

$$\Delta t_i = \frac{l_i - l_{i-1}}{v}.$$

Выражение (123) получено в предположении о гармоническом изменении возмущающей силы P_{σ} . В некоторых случаях при наездах с высокими скоростями на препятствия на ветвь может действовать ударный импульс. Возмущающая сила в этом случае возникает мгновенно. Ее можно рассматривать как постоянную и действующую в течение короткого промежутка времени t_0 . При отрывах ветви от катков возмущающая сила также действует в виде импульсов, продолжительность которых значительно меньше периода колебаний ветви. В этом случае тоже допустимо считать силу постоянной в течение времени t_0 . Перемещения ветви от ударного воздействия будут иными, чем это определяется уравнением (123).

Рассмотрим случай, когда на ветвь действует сила P_{κ} на расстоянии $\frac{l}{2}$ от конца. Эта сила вызывает колебания, состоящие из множества основных форм. Разложив ее в ряд Фурье с линейной частотой составляющих, такой же как и у основных форм, мы получим такой ряд нагрузок, эквивалентных в сумме силе P_{κ} , в котором каждая составляющая вызывает колебания только соответствующей основной формы. Это будет сведение системы с бесчисленным количеством степеней свободы к ряду систем, каждая из которых обладает одной степенью свободы, так как отношение прогибов к нагрузкам в каждом сечении их будет одинаковым.

В результате разложения силы в ряд синусов получаем

$$P_{\kappa} = \sum_{1, 2, 3, \dots} \frac{2P_{\kappa}}{l} (-1)^{\frac{i-1}{2}} \sin \frac{i\pi x}{l}.$$

Каждая гармоника этой силы, действуя в течение времени t_0 , вызывает перемещения

$$y_i = y_{icm} [\cos \omega_{\theta i} (t - t_0) - \cos \omega_{\theta i} t],$$

где y_{icm} — статический прогиб каждой формы ветви под действием постоянной силы P_{κ} .

В данном случае затуханием $\lambda_{\theta i}$ пренебрегаем вследствие того, что процесс рассматривается до момента возникновения первой (максимальной) амплитуды.

Статический прогиб каждой формы y_{icm} можно найти из уравнений

$$m_0 l_0 b \frac{\partial^4 y_i}{\partial x^4} = \frac{2P_{\kappa}}{l} (-1)^{\frac{i-1}{2}} \sin \frac{i\pi x}{l};$$

$$y_{icm} = \frac{2P_{\kappa} l^3}{i^4 \pi^4 m_0 l_0 b} \sin \frac{i\pi x}{l} (-1)^{\frac{i-1}{2}}.$$

Полное перемещение ветви определяется суммой всех отдельных перемещений, вызываемых каждой гармонической составляющей силы:

$$y'_{\theta, \kappa} = \frac{2P_{\kappa} l^3}{\pi^4 m_0 l_0 b} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} (-1)^{\frac{i-1}{2}} \frac{1}{i^4} \sin \frac{i\pi x}{l} \times \\ \times [\cos \omega_{\theta i} (t - t_0) - \cos \omega_{\theta i} t]. \quad (128)$$

Как видно из этой формулы, отклонение ветви прямо пропорционально силе P_{κ} и возрастает с увеличением продолжительности ее действия. С увеличением угловой жесткости шарниров m_0 перемещения уменьшаются.

Максимального значения отклонение ветви достигает при

$$t = \frac{\pi}{2\omega_{\theta i}} + \frac{t_0}{2}$$

и составляет

$$y_{i\max} = 2y_{icm} \sin \frac{\omega_{\theta i} t}{2}.$$

Следовательно, динамический прогиб вдвое превышает статический.

Уравнение (123) может быть использовано и для определения перемещений, возникающих от действия поддерживающих катков. В этом случае надо положить $\omega_{\kappa} = 0$ и $P_{\theta} = \text{const} = P_{n, \kappa}$, где $P_{n, \kappa}$ — реакция от сил T на поддерживающем катке.

Длина ветви l принимается равной длине двух смежных пролетов. Тогда выражение для перемещений ветви с поддерживающими катками примет вид'

$$y_{n. \kappa} = -\frac{2gP_{n. \kappa}}{ql} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \sin \frac{i\pi x}{l} \times \\ \times \frac{\sin \left(\frac{i\pi v t}{l} - \alpha'' \right)}{\sqrt{\left[\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \left(\frac{i\pi v}{l} \right)^2}}, \quad (129)$$

где

$$\alpha'' = \operatorname{arctg} \frac{2\lambda_{\theta i} \left(\frac{i\pi v}{l} \right)}{\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} \right)^2}. \quad (130)$$

Из выражения (129) можно найти резонансную скорость, при которой амплитуды колебаний будут наибольшими. Условием резонанса является

$$\omega_{\theta i} = \frac{i\pi v_{pi}^{III}}{l},$$

откуда

$$v_{pi}^{III} = \frac{l}{i\pi} \omega_{\theta i} = v_{\theta i}, \quad (131)$$

т. е. резонансная скорость совпадает со скоростью распространения поперечных волн при свободных колебаниях (как и ранее влияние затухания на скорость v_{pi} не учитывается ввиду малости коэффициента $\lambda_{\theta i}$).

При достижении резонансной скорости ветвь начинает раскачиваться со значительными амплитудами. Однако установившихся колебаний при этой скорости не будет. Колебания ветвей изменят силу $P_{n. \kappa}$, так как ее величина зависит от угла охвата α_{κ} ветвью катка:

$$P_{n. \kappa} = 2T \cos \frac{\alpha_{\kappa}}{2}.$$

В процессе колебаний угол α_{κ} меняется, в результате чего изменяется сила $P_{n. \kappa}$. При значительных амплитудах сила $P_{n. \kappa}$ может изменяться в пределах от нуля до максимума. При этом частота ее изменения будет равна частоте собственных колебаний ветви с длиной, равной длине обоих смежных пролетов. В этом случае формула (129) уже не может быть справедлива для определения перемещений сечений ветви. Очевидно в момент, когда ветвь вошла в резонанс, справедливой будет формула (123), в которой место ω_{κ} займет частота $\omega_{\theta i}$. Тогда вертикальные перемещения

ветви $y'_{n,\kappa}$, получающей возмущения вследствие ее перекатывания по поддерживающему катку

$$y'_{n,\kappa} = -\frac{gP_{n,\kappa}}{ql} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \sin \frac{i\pi x}{l} \times$$

$$\times \left\{ \frac{\sin \left[\left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\theta i} \right) t - \alpha'_1 \right]}{\left[\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\theta i} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \left(\frac{i\pi v}{l} - \omega_{\theta i} \right)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\sin \left[\left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\theta i} \right) t - \alpha'_2 \right]}{\sqrt{\left[\omega_{\theta i}^2 - \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\theta i} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \left(\frac{i\pi v}{l} + \omega_{\theta i} \right)^2}} \right\}. \quad (132)$$

Для этого случая условие резонанса уже другое:

$$\frac{i\pi v_{pi}^{IV}}{l} = 2\omega_{\theta i}, \quad (133)$$

откуда

$$v_{pi}^{IV} = 2v_{pi}^{III}, \quad (134)$$

Следовательно, как только ветвь входит в первый резонансный режим, условия резонанса ее сразу же меняются, и резонансная скорость увеличивается скачком вдвое. Фактически это означает, что на первом резонансном режиме (при v_{pi}^{III}) ветвь работает неустойчиво, но амплитуда ее перемещений не может достигнуть максимума согласно выражению (129), так как для этого необходимо, чтобы ветвь совершила хотя бы несколько колебаний, что невозможно из-за скачкообразного изменения параметров ветви и процесса колебаний. При дальнейшем увеличении скорости, колебания обвода будут относительно небольшими. При достижении скорости v_{pi}^{IV} ветвь снова входит в резонансный режим. Но в этом случае перемещения ее, как следует из сравнения выражений (129) и (132), будут уже вдвое меньшими.

Как видно из формул (126), (127), (131) и (134), резонансная скорость ветви, лежащей на опорных катках, выше, чем первая резонансная скорость ветви на поддерживающих катках v_{pi}^{III} , но ниже, чем вторая резонансная скорость v_{pi}^{IV} , ввиду того, что, как правило,

$$\frac{\omega_{\kappa} l}{i\pi} < v_{\theta i}.$$

Так как режим движения при скорости v_{pi}^{III} не приводит к возникновению больших амплитуд, то применение поддерживающих катков позволяет дальше отодвинуть зону резонансных скоростей за пределы эксплуатационного диапазона. Кроме того, и пере-

мещения ветвей при скорости v_{pi}^{IV} меньше, чем при скорости v_{pi}^I . Это следует из анализа выражений (123) и (132).

Выражение (132) справедливо и для ветвей, лежащих на опорных катках, при отсутствии перемещений катков в вертикальной плоскости, т. е. при движении по ровному грунту. В случае движения машины по неровностям можно применять уравнение (123).

Во всех рассмотренных выше случаях не учитывались возмущения на концах ветви, которые вызываются поворотами траков на ведущем или направляющем колесах и катках. Эти возмущения обуславливают появление дополнительных колебаний ветвей.

Полагая $M_1 = \beta_1 m_0 b \alpha_1 \sin \omega_3 t$ и $M_2 = \beta_2 m_0 b \alpha_2 \sin (\omega_3 t - \varphi)$, где β_1 и β_2 — коэффициенты динамичности; α_1 и α_2 — соответствующие центральные углы на колесах или катках; $\varphi = \frac{2v_l}{l_0}$ — сдвиг фаз возмущающих моментов, получим уравнения функций времени, из которых можно найти

$$y_m = - \frac{2g\pi}{ql^2} \times \left[\sum_{i=1, 2, 3, \dots} \frac{i m_0 b \alpha_1 \sin (\omega_3 t - \alpha') \sin \frac{i\pi x}{l}}{\sqrt{(\omega_{\theta i}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \omega_3^2}} - \sum_{i=1, 2, 3, \dots} \frac{i (-1)^i m_0 b \alpha_2 \sin (\omega_3 t - \alpha' - \varphi) \sin \frac{i\pi x}{l}}{\sqrt{(\omega_{\theta i}^2 - \omega_3^2)^2 + 4\lambda_{\theta i}^2 \omega_3^2}} \right]. \quad (135)$$

Максимального значения амплитуды достигают при

$$\omega_{\theta i} = \omega_3 = \frac{2\pi v_{p3}}{l_0}.$$

Следовательно,

$$v_{p3} = v_{\theta i} \frac{i l_0}{2l}. \quad (136)$$

Так как шаг цепи в несколько раз меньше длины ветви, то и резонансная скорость в данном случае очень низка.

Если возмущающие моменты находятся в одной фазе, т. е. $\frac{l}{l_0} = m$ (где m — целое число), то амплитуда колебаний складывается из двух составляющих, если же в противофазе — амплитуды составляющих вычитаются одна из другой. Из этого следует вывод о необходимости стремиться к тому, чтобы длина ветвей не была кратной шагу гусеничной цепи. Следует отметить, что вынужденные колебания ветви от изменения моментов на ее концах менее опасны, чем колебания, вызываемые другими возмущающими причинами, так как амплитуды, определяемые выраже-

нием (135), в несколько раз меньше по сравнению со значениями перемещений, найденными из формул (123) или (132).

Помимо рассмотренных возмущающих факторов, значительное влияние на устойчивость движения обвода оказывают колебания корпуса машины и периодическое изменение натяжения обвода. При этом колебания корпуса всегда сопровождаются периодическим изменением (с той же частотой) растягивающих усилий. Флуктуация натяжения может иметь место и при относительно стабильном положении корпуса, например, при переезде периодических неровностей грунта. При совпадении собственных частот вертикальных или угловых колебаний корпуса и ветвей амплитуда перемещений последних может быть значительной, поэтому необходимым условием обеспечения стабилизации кинематики ветвей обвода является

$$\omega_{ni}(\omega_z, \omega_{\Phi}) < \omega_{\delta i}.$$

Эффект от возмущения исчезает почти полностью, когда разница между значениями этих частот составляет 20%.

Следовательно, условие устойчивости можно записать в виде

$$v_{\delta i} \geq 1,2 \frac{\omega_m l}{i \pi \frac{1}{3}}. \quad (137)$$

Рассмотрим теперь воздействие переменных растягивающих нагрузок на поперечные колебания ветвей и определим условия, при которых возникает резонанс. Пусть в ветви действует переменная нагрузка T_{δ} с частотой ω_{δ} . В этом случае в ветви совместно с силой T будет действовать составляющая $T_{\delta} \sin \omega_{\delta} t$, с учетом которой уравнение функций времени примет вид

$$\ddot{\varphi}_i + 2\lambda_{\delta i} \dot{\varphi}_i + (\omega_{\delta i}^2 - p_e \sin \omega_{\delta} t) = 0,$$

где

$$p_e = T_{\delta} \frac{g}{q} \frac{i^2 \pi^2}{l^2}.$$

Решение этого уравнения возможно методом последовательных приближений, если предварительно разложить функцию φ_i в ряд Фурье с периодом $\frac{\pi}{\omega_{\delta}}$. Ввиду малости силы p_e ряд быстро сходится, поэтому можно ограничиться только первыми двумя его членами.

В результате получаем выражение для определения частоты изменения натяжения, при которой наступают установившиеся колебания ветви:

$$\omega_{\delta} = 2 \sqrt{\omega_{\delta i}^2 - 2\lambda_{\delta i}^2 \pm \sqrt{(\omega_{\delta i}^2 - 2\lambda_{\delta i}^2)^2 + \frac{p_e^2}{2} - \omega_{\delta i}^4}}$$

или без учета затухания

$$\omega_{\partial} = 2 \sqrt{\omega_{\partial i}^2 \pm \frac{p_e}{2}}. \quad (138)$$

Резонанс наступает, когда $\omega_{\partial} = 2\omega_{\partial i}$.
Следовательно,

$$v_{pi}^V = \frac{iS_H}{l} v_{\partial i}. \quad (139)$$

Так как наиболее неблагоприятным профилем для гусеничных машин является профиль, длина волны которого примерно равна удвоенной базе машины [3, 6], т. е. при $S_H \cong 2l$, поскольку в этом случае дополнительно к изменению контура обвода за счет рельефа прибавляются изменения от вынужденных колебаний корпуса, то предельное значение резонансной скорости v_{pi}^V будет

$$v_{pi}^V = 2v_{\partial i} = v_{pi}^{IV}. \quad (140)$$

Таким образом, резонансная скорость v_{pi}^V от изменения натяжения совпадает со второй резонансной скоростью от действия поддерживающих катков.

При проектировании обвода необходимо его параметры выбирать таким образом, чтобы резонансные скорости на эксплуатационно-тяговых режимах находились за пределами возможных скоростей движения, т. е. обеспечить выполнение условия

$$v_{\max} < v_{pi}^j.$$

Рис. 27. Влияние натяжения на скорость поперечных волн:

1 — $l = 100$ см; 2 — $l = 139,5$ см; 3 — $l = 201$ см

Возможности увеличения скорости v_{pi} за счет снижения веса очень ограничены, поэтому изменение скорости поперечных волн достигается в основном за счет изменения силы предварительного натяжения. В качестве примера на рис. 27 приведены кривые зависимости скоростей распространения поперечных волн в ветвях обвода от силы T для гусеницы весом $q = 1,015$ кг/см

и жесткостью $m_0 = 215 \frac{\text{кгс/см}}{\text{см} \cdot \text{рад}}$. В эксплуатационном диапазоне изменения силы $P_{\text{вк}} = 1000 \div 2000 \text{ кгс}$ при выбранном предварительном натяжении $T_c = 2000 \text{ кгс}$ растягивающее усилие в свободной ветви меняется в диапазоне $100\text{—}1100 \text{ кгс}$, а в рабочей — в диапазоне $2100\text{—}2250 \text{ кгс}$. Вследствие этого скорость поперечных волн в рабочей ветви остается почти постоянной ($51\text{—}53 \text{ км/ч}$), а в свободной — меняется от 20 до 45 км/ч . На основании выражения (134) колебания ветвей могут возникнуть только при $v_{\text{вн}} < v_{\text{вдон}} \approx 0,5 v_{\text{max}}$ (обвод с поддерживающими катками). В связи

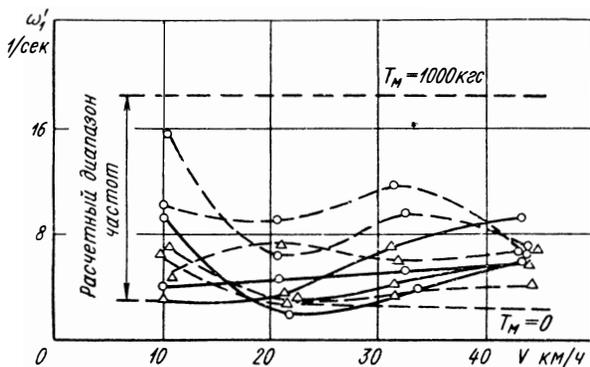


Рис. 28. Экспериментальные значения собственных частот поперечных колебаний верхней ветви обвода при движении по искусственным неровностям:

○ — шарнир на основе натурального каучука;
 △ — шарнир на основе синтетического каучука

с этим при $T_c = 2000 \text{ кгс}$ в рабочей ветви резонансные условия невозможны, а в свободной они возникают лишь при больших тяговых нагрузках.

Для оценки степени соответствия расчетных значений параметров колебательного процесса истинным ниже приведены результаты экспериментального определения параметров поперечных колебаний ветвей резино-металлических и ленточных гусениц. При этом источником возмущения вынужденных колебаний в первом случае (двигатель с резино-металлическими гусеницами) были перемещения опорных катков при движении машин по искусственным неровностям, во втором (двигатель с ленточными гусеницами) — изменение упругих моментов на концах ветви при перематывании обвода на стенде.

На рис. 28 показан график изменения частот поперечных колебаний верхних ветвей обвода при движении машины по искусственным неровностям.

Как видно из графика, экспериментальные значения частот располагаются в нижней части расчетного диапазона их возможных значений. Это объясняется изменением (уменьшением) натяжения

при поджатии катков, а также тем, что при определении частоты $\omega_{\theta i}$ теоретическим путем не учитывалось затухание и влияние инерции поворота траков. Тем не менее, расхождения расчетных и экспериментальных значений укладываются в пределы 6—8%.

Характер основных форм колебаний ветвей, как показывает анализ результатов их ускоренной киносъемки, достаточно точно следует синусоидальному закону. При этом отклонения сечений ветви определяются главным образом первой основной формой (y_1). При отсутствии сдвига фаз на концах ветви колебания ее происходят в виде симметричных отклонений траков в обе стороны от положения равновесия. При сдвиге фаз (вследствие угловых колебаний корпуса или воздействия катков со смещением во времени) — в виде бегущей по ветви волны.

4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Определение основных параметров процесса колебаний существенно упрощается при использовании энергетического метода. Рассмотрим его сущность на примерах определения частоты и амплитуды колебаний ветви.

При движении машины ветвь получает энергию для совершения колебаний извне: на концах ее действуют постоянные возмущающие моменты, обусловленные поворотами траков на ведущем колесе или катке, концы ветви могут перемещаться вместе с корпусом, кроме того, при ударах опорного катка о гусеницу ветвь периодически получает определенное количество кинетической энергии за счет ударного импульса. В процессе колебаний подведенная энергия расходуется на преодоление инерционных сопротивлений и внутренних потерь в шарнирах. При этом энергия ветви в разных фазах колебания переходит из одного вида в другой.

Следовательно, при вынужденных установившихся колебаниях можно записать следующие два равенства для энергий и работ, совершаемых за одно колебание:

$$W_{\max} = P_{\max} \quad (141)$$

и

$$A_{\theta k} + A_k + A_{\theta} + A_v + A_j = 0, \quad (142)$$

где W_{\max} — максимальное значение кинетической энергии;
 P_{\max} — максимальное значение потенциальной энергии;
 $A_{\theta k}$ — работа шарниров на ведущем колесе;
 A_k — работа шарниров на опорном или поддерживающем катке;
 A_{θ} — работа возмущающей силы;
 A_v — работа диссипативных сил;
 A_j — работа на преодоление момента инерции вращения траков.

С учетом рассеивания энергии выражение (141) будет иметь другой вид. Однако, как указывалось выше, влияние внутренних потерь на величину ω_{ei} очень незначительно, поэтому для упрощения вывода будем пользоваться выражением (141), тем более, что основные зависимости, определяющие устойчивость работы обвода, получены ранее с учетом этого допущения.

Рассмотрим каждую составляющую уравнений (141) и (142). Для определения кинетической и потенциальной энергий необходимо задаться определенной формой ветви. При этом в зависимости от выбранной формы значения кинетической и потенциальной энергий будут разными. Различными будут и значения собственных частот. Согласно методу Рэлея, наиболее достоверной будет та форма, при которой частота получается наименьшей. Для проверки согласуемости энергетического способа и изложенного выше примем уравнение формы ветви

$$y_i = c_i \sin \omega_{ei} t \sin \frac{i\pi x}{l}.$$

Кинетическая энергия ветви

$$W = \frac{q}{2g} \int_0^l \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx.$$

Максимальное значение этой энергии будет при $y = 0$ ($t = 0$)

$$W_{\max} = \frac{ql}{4g} c_i^2 \omega_{ei}^2. \quad (143)$$

Потенциальная энергия ветви складывается из двух составляющих: потенциальной энергии вследствие изгиба Π' и потенциальной энергии от силы натяжения Π'' .

Первая составляющая определяется выражением

$$\Pi' = \frac{m_0 l_0 b}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx,$$

ее максимальное значение будет при $t = \frac{\pi}{2\omega_{ei}}$, т. е.

$$\Pi'_{\max} = \frac{m_0 l_0 b}{4l^3} i^4 \pi^4 c_i^2. \quad (144)$$

Вторая составляющая находится из выражения

$$\Pi'' = \frac{T}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 dx.$$

Максимальное значение этой составляющей

$$\Pi''_{\max} = \frac{T i^2 \pi^2}{4l} c_i^2. \quad (145)$$

Подставляя полученные значения в уравнение (141), имеем

$$\omega_{\theta i} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \alpha_{\theta} \sqrt{1 + \frac{T l^2}{i^2 \pi^2 M_0 l_0 b}}.$$

В результате получили такое же выражение для частоты собственных колебаний при отсутствии затухания, как и уравнение (111).

Если кинетическую энергию определить с учетом вращения траков вокруг оси, то можно получить более точное значение частоты собственных колебаний ветви. Кинетическая энергия поворота элемента ветви dx

$$dW_i = \frac{J_F}{2} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} \right)^2.$$

Максимальное значение кинетической энергии (при $t = 0$) для всей ветви

$$W_{j \max} = \frac{J_F q}{2gF_{\partial}} \int_0^l \left(\frac{i\pi}{l} \omega_{\theta i} c_i \cos \frac{i\pi x}{l} \right)^2 dx. \quad (146)$$

Решая уравнение (141) с учетом выражения (146), получим

$$\omega'_{\theta i} = \frac{\omega_{\theta i}}{\sqrt{1 + \frac{J_F i^2 \pi^2}{F_{\partial} l^2}}}. \quad (147)$$

Как видно из полученного выражения, вращение траков при колебаниях ветви уменьшает собственную частоту, поэтому, если в практических расчетах не учитывать влияние инерции от вращения, то значения резонансных скоростей будут несколько завышенными. Сравнение теоретических значений частот с экспериментальными показывает, что расхождения между ними могут достигать 6—8%.

Принимая во внимание, что отношения $\frac{y_{\max}}{l}$ и $\frac{l_0}{l}$ примерно одинаковы для большинства современных гусеничных машин, можно считать влияние сил инерции поворота траков для них также одинаковым. Это позволяет учесть при необходимости некоторое снижение частоты поперечных колебаний постоянным опытным коэффициентом, равным 0,95.

Амплитуда перемещений ветви может быть найдена следующим образом. Работа, совершаемая упругими моментами на концах ветви за время укладки одного трака,

$$A_m = \frac{M_0 b}{2} \alpha^2.$$

За период времени $\tau = \frac{2\pi}{\omega_{\theta i}}$ совершит работу $\frac{2\pi v}{l_0 \omega_{\theta i}}$ траков. Следовательно, общая работа за цикл

$$\sum A_m = \frac{\pi M_0 b v \alpha^2}{l_0 \omega_{\theta i}}.$$

Однако не вся работа идет на компенсацию потерь в ветви, часть ее поглощается шарнирами здесь же на концах. Если петля гистерезиса целиком относится к обратному ходу трака, то отдаваемая ветви работа

$$A_{\theta\kappa} + A_{\kappa} = \frac{\pi M_0 b v}{l_0 \omega_{\theta i}} (1 - \eta'_w) (\alpha_{\theta\kappa}^2 + \alpha_{\kappa}^2). \quad (148)$$

Если потери поровну распределяются между прямым и обратным ходами, то

$$A_{\theta\kappa} + A_{\kappa} = \frac{\pi M_0 b v}{l_0 \omega_{\theta i}} \left(1 - \frac{\eta'_w}{2 - \eta'_w} \right) (\alpha_{\theta\kappa}^2 + \alpha_{\kappa}^2). \quad (149)$$

Работа возмущающей силы (рассмотрим случай, когда каток переезжает неровность)

$$A_{\theta} = \int_{t_1}^{t_2} P_{\kappa} v_{\kappa} dt = \xi_{\kappa} \frac{q l}{2g} h_{\kappa}^2 \omega_{\kappa} (\sin^2 \omega_{\kappa} t_1 - \sin^2 \omega_{\kappa} t_2), \quad (150)$$

где $t_2 - t_1$ — время действия силы.

Совершаемая возмущающими моментами и силой P_{κ} работа равна работе внутренних потерь в ветви (гистерезисных и инерционных).

Работа сил гистерезисных сопротивлений за период колебания

$$A_v = -4 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \int_0^l v' \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dt dx = -\frac{\pi v'}{2} c_i^2 \omega_{\theta i} l. \quad (151)$$

Работа, необходимая для поворота элемента dx ветви, за период колебания

$$dA_j = 4 dM_j \frac{1}{2} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_{\max}^2.$$

Так как максимальные значения момента и угла определяются временем

$$t = \frac{\pi}{2\omega_{\theta i}},$$

то, следовательно,

$$dA_j = -\frac{2qJ_F}{gF_{\partial}} \frac{i^3 \pi^3}{l^3} c_i^3 \omega_{\theta i}^2 \cos^3 \frac{i\pi x}{l} dx.$$

Интегрируя выражение работы всех элементов по длине полу-волны каждой формы и удваивая ее, получим

$$A_j = -\frac{8}{3} \frac{qJ_F}{gF_{\partial}} \frac{\pi^2}{l^2} \sum_{i=1, 2, 3, \dots} c_i^3 i^3 \omega_{\theta i}^2. \quad (152)$$

Подставляя выражения (148), (150), (151) и (152) в уравнение (142), можно найти амплитуду вертикальных колебаний c_i .

Энергетический метод позволяет определить все основные параметры процесса — частоту колебаний, амплитуду отклонения ветви, скорость поперечных волн, затухание и т. д. При этом точность решения определяется степенью приближения произвольно выбранной формы ветви к истинной. Зная, однако, что действительная форма представляет собой синусоидальный ряд (что было показано выше), можно получить достаточно высокую точность решения различных задач, связанных с поперечными колебаниями, так как данный метод позволяет учесть влияние различных факторов, сопутствующих колебательному процессу.

5. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ГУСЕНИЧНОМ ДВИЖИТЕЛЕ ОТ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕТВЕЙ

При поперечных колебаниях ветвей в обводе возникают динамические растягивающие усилия. Они дополнительно нагружают детали, оформляющие контур обвода. Помимо этого, на элементы движителя действуют и значительные ударные нагрузки при отрывах ветвей.

Растягивающие силы в обводе определяются величиной продольных деформаций. Относительное удлинение элемента dx ветви

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta dx}{dx} = \sqrt{1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2} - 1.$$

Так как растягивающее усилие связано с относительной деформацией соотношением

$$T_\partial = \kappa_0 F_\partial \varepsilon_x,$$

то

$$T_\partial = \kappa_0 F_\partial \left(\sqrt{1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2} - 1 \right). \quad (153)$$

Значения функций $y = f(x)$ для подстановки в выражение (153) берутся из соответствующих уравнений перемещений ветвей. Ввиду простоты получения конечных результатов, эти преобразования здесь не приводятся.

Максимальные величины растягивающих нагрузок от поперечных колебаний в обводах современных машин ограничиваются значениями 1600—1800 кгс. Хотя они и не являются критическими, тем не менее существенно увеличивают динамическую нагруженность движителя.

Динамические же нагрузки при ударах ветвей об опорные и поддерживающие катки (или другие элементы движителя) могут достигать очень больших значений в зависимости от амплитуды отклонения ветвей и их характеристик.

Найдем эти нагрузки. Выше было определено, что воздействие ветви на каток может быть заменено действием эквивалентной

массы $\xi \frac{ql}{g}$, движущейся со скоростью и ускорением рассматриваемого сечения. Таким образом, задача сводится к нахождению ускорения сечения ветви $x = l_1$, контактирующего с катком в момент их соприкосновения.

Очевидно, что отрыв ветви от катков может произойти тогда, когда частота возмущений будет совпадать с собственной частотой ветви, или когда единичный возмущающий импульс значителен. В обоих случаях колебания в отрезке времени, предшествующем моменту соударения, будут происходить с частотой $\omega_{\sigma i}$, т. е. изменение координаты ветви $x = l_1$ будет следовать закону

$$y_{x=l_1} = c_i \sin \frac{i\pi l_1}{l} \sin \omega_{\sigma i} t,$$

где c_i — амплитуда отклонения ветви.

Так как кинетическая энергия ветви и, следовательно, сила удара определяются главным образом амплитудой первой основной формы, то это выражение можно заменить другим:

$$y_{x=l_1} = H_0 \sin \frac{\pi l_1}{l} \sin \omega_{\sigma i} t,$$

где H_0 — максимальная амплитуда отклонения ветви, допускаемая конструкцией машины.

В момент соприкосновения ветви с катком $\left(t \approx \frac{\pi}{\omega_{\sigma i}} \right)$ ветвь будет находиться в положении, близком к положению статического равновесия. Скорость ее при этом будет максимальной (наиболее неблагоприятный случай):

$$\dot{y}_{x=l_1} = H_0 \omega_{\sigma i} \sin \frac{\pi l_1}{l}.$$

Ветвь контактирует с катком на дуге охвата, остальные ее участки провисают, поэтому скорость ветви гасится постепенно. Если сечение с координатой $x = l_1$ в момент начала удара полностью теряет свою скорость, то остальные сечения ветви еще продолжают двигаться. Последними завершают это движение сечения с координатами $x = \frac{l-l_1}{2}$ и $x = \frac{l_1}{2}$. К концу удара ветвь окончательно занимает положение статического равновесия и имеет стрелы провисания f_1 и f_2 .

Ускорение эквивалентной массы $\xi \frac{ql}{g}$ при соударении будет зависеть от продолжительности процесса погашения скорости. Это время найдется приближенно как частное от деления максимальной величины провеса ветви f_{\max} на скорость ветви в момент удара из выражения

$$\tau_{\mu\partial} = \frac{f_{\max}}{H_0 \omega_{\sigma i} \cos \omega_{\sigma i} t \sin \frac{\pi l_1}{l}}.$$

Тогда ускорение эквивалентной массы

$$\ddot{y}_{y\partial} = \frac{H_0^2 \omega_{\theta 1}^2 \cos^2 \omega_{\theta 1} t \sin \frac{\pi l_1}{l} \sin \frac{\pi l'_{\max}}{l}}{f_{\max}}, \quad (154)$$

где l'_{\max} — длина большего из пролетов, соответствующего провесу f_{\max} .

Выражая собственную частоту через скорость поперечных волн и умножая ускорение на эквивалентную массу, получим выражение силы удара

$$P_{y\partial} = \xi \frac{q\pi^2}{g} \frac{H_0^2 v_{\theta 1}^2 \cos^2 \omega_{\theta 1} t \sin \frac{\pi l_1}{l} \sin \frac{\pi l'_{\max}}{l}}{l f_{\max}}. \quad (155)$$

Так как $l'_{\max} \approx \frac{l_1}{2}$ и $t = \frac{\pi}{\omega_{\theta 1}}$, то

$$P_{y\partial} = \xi \frac{q\pi^2}{g} \frac{H_0^2 v_{\theta 1}^2}{l f_{\max}} \sin \frac{\pi l_1}{l} \sin \frac{\pi l_1}{2l}. \quad (156)$$

Для симметричной ветви ($2l_1 = l$)

$$P_{y\partial} = 0,71 \xi \frac{q\pi^2 H_0^2 v_{\theta 1}^2}{f_{\max} l}. \quad (157)$$

Из данных выражений видно, что сила удара ветви прямо пропорциональна квадратам скорости распространения поперечных волн и амплитуды отклонения от положения статического равновесия.

Так как для обеспечения устойчивости движения обвода резонансная скорость выводится за пределы эксплуатационного диапазона, т. е. $v_{\theta 1} > \frac{v_{\max}}{2}$, то сила удара может быть очень большой. При сложившихся конструктивных размерах машин амплитуды отклонений ветвей могут достигать до 300—350 мм. Ударные нагрузки на катки при этом достигают 9,0—12,0 тыс. кгс. Наиболее эффективной мерой снижения нагрузки является распределение ее на возможно большее количество катков. Однако и это в ряде случаев (при сдвиге фаз концевых возмущений) не всегда дает желаемые результаты. Отсюда ясно, насколько важен вопрос обеспечения устойчивой работы обвода и выбора таких его параметров, при которых максимально снижалась бы вероятность возникновения поперечных колебаний ветвей.

6. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ОБВОДЕ ОТ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА

В гл. I было установлено, что изменение геометрии обвода при изменении весовой нагрузки машины вызывает соответствующее изменение натяжения в нем. Данное явление обусловлено удли-

нением или укорочением наклонных ветвей при перемещениях корпуса. Подобная картина будет возникать и при динамических колебаниях корпуса. В этом случае в ветвях обвода будут появляться динамические растягивающие нагрузки, периодичность и величина которых будет определяться параметрами системы моторно-трансмиссионная установка—гусеничный обвод—корпус. Поскольку в данной системе обвод является связующим звеном, то величина растягивающих динамических усилий будет зависеть также и от геометрических соотношений между размерами отдельных элементов движителя и машины в целом. Выражение (28) указывает на существование такой зависимости.

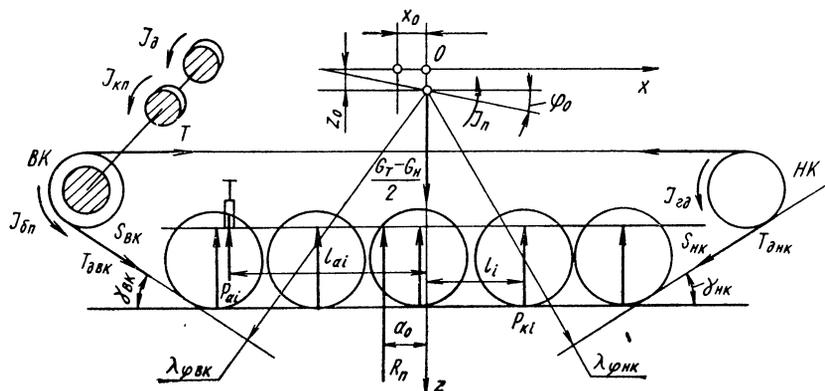


Рис. 29. Силы, действующие на корпус при его колебаниях

Непосредственным источником возбуждения колебаний корпуса и появления вследствие этого пульсирующего натяжения в ветвях обвода являются перемещения опорных катков при движении по микропрофилю местности. Анализ системы поддрессирования выходит за рамки данной книги, поэтому здесь мы не будем рассматривать воздействие грунта через опорные катки и упругие элементы подвески на корпус, а будем считать перемещения корпуса заведомо известными.

Схема системы моторно-трансмиссионная установка—гусеничный обвод—корпус показана на рис. 29. Эта схема учитывает массу машины в поступательном движении, массу поддрессорной части, момент инерции J_n поддрессорной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса O , моменты инерции двигателя J_d , трансмиссии J_{kn} , бортовой передачи $J_{\delta n}$ и гусеничного движителя $J_{\delta d}$.

Как видно из схемы, в системе возможны пять независимых видов движения: вертикальные перемещения корпуса z_0 вдоль оси, проходящей через центр тяжести корпуса, угловые отклонения φ_0 корпуса относительно центра тяжести, перемещения центра тяжести x_0 по оси x , угловые перемещения масс трансмиссии φ_{tr} и двигателя φ_d .

Заменим моменты инерции двигателя, трансмиссии и бортовой передачи эквивалентным моментом инерции этих вращающихся масс, приведенным к оси ведущего колеса J_{mp} . В этом случае перемещения корпуса, а следовательно, и нагрузки в обводе могут быть описаны системой из трех уравнений по координатам z_0 , φ_0 и x_0 .

Рассмотрим равновесие корпуса машины от действия всех сил, приложенных к нему (см. рис. 29). Со стороны катков в результате деформации упругих элементов подвески на него действуют силы $P_{\kappa i}$, а от сопротивления амортизаторов — силы P_{ai} . Со стороны обвода на корпус действуют силы $T_{\partial вк}$ и $T_{\partial нк}$.

С учетом инерционных сил и моментов можно составить два уравнения равновесия — моментов вокруг центра тяжести O и сил в вертикальной плоскости:

$$\frac{J_n}{2} \ddot{\varphi}_0 + \sum_1^{\kappa} P_{ai} l_{ai} + \sum_1^n P_{\kappa i} l_i - T_{\partial вк} \lambda_{\varphi вк} + T_{\partial нк} \lambda_{\varphi нк} = 0;$$

$$\frac{G_m - G_n}{2g} \ddot{z}_0 + \sum_1^{\kappa} P_{ai} + \sum_1^n P_{\kappa i} - T_{\partial вк} \sin \gamma_{вк} - T_{\partial нк} \sin \gamma_{нк} = 0,$$

где κ — количество амортизаторов на борту;
 n — количество катков на борту;
 l_{ai} — горизонтальная координата i -го амортизатора;
 l_i — горизонтальная координата i -го опорного катка;
 $\lambda_{\varphi вк}$, $\lambda_{\varphi нк}$ — расстояния от центра тяжести корпуса до линий, являющихся продолжением наклонных ветвей под ведущим и направляющим колесами.

Силы $P_{\kappa i}$ и P_{ai} можно выразить через характеристики подвески и перемещения корпуса [6].

Полагая характеристику упругого элемента подвески линейной, а сопротивление амортизатора пропорциональным скорости перемещения, запишем:

$$P_{\kappa i} = \kappa_m (z_0 \pm l_i \varphi_0);$$

$$P_{ai} = \mu (\dot{z}_0 \pm l_{ai} \dot{\varphi}_0),$$

где κ_m — приведенная жесткость упругого элемента;
 μ — коэффициент сопротивления амортизатора.

Подставляя значения сил $P_{\kappa i}$ и P_{ai} в исходные уравнения равновесия, получим уравнения свободных вертикальных и угловых перемещений корпуса с учетом связей, накладываемых гусеницами:

$$\begin{aligned} \frac{J_n}{2} \ddot{\varphi}_0 + \mu \dot{z}_0 \sum_1^{\kappa} l_{ai} + \mu \dot{\varphi}_0 \sum_1^{\kappa} l_{ai}^2 + \kappa_m z_0 \sum_1^n l_i + \\ + \kappa_m \varphi_0 \sum_1^{n-1} l_i^2 - T_{\partial вк} \lambda_{\varphi вк} + T_{\partial нк} \lambda_{\varphi нк} = 0; \end{aligned} \quad (158)$$

$$\frac{G_m - G_H}{2g} \ddot{z}_0 + \mu \kappa \dot{z}_0 + \mu \dot{\varphi}_0 \sum_1^{\kappa} l_{ai} + n \kappa_m z_0 + \\ + \kappa_m \varphi_0 \sum_1^n l_i - T_{\partial \text{вк}} \sin \gamma_{\text{вк}} - T_{\partial \text{нк}} \sin \gamma_{\text{нк}} = 0. \quad (159)$$

В этих уравнениях направление сил $P_{\kappa i}$ и P_{ai} учитывается знаком перед соответствующей координатой l_i и l_{ai} .

При колебаниях корпуса дополнительные растягивающие усилия возникают как в рабочей, так и свободной ветви. Но в наклонной ветви, расположенной под ведущим колесом (при переднем расположении ведущего колеса это будет свободная ветвь, при заднем — рабочая), растягивающие нагрузки будут значительно больше, так как величина приращения ее длины компенсируется в основном только на участке между ведущим колесом и опорным катком, в то время как в длинной ветви такое же приращение распространяется, кроме того, и на всю верхнюю ветвь.

Динамические усилия $T_{\partial \text{вк}}$ и $T_{\partial \text{нк}}$, воздействуя на корпус, вызывают перераспределение нагрузок на катки (и под катками). Вследствие этого центр давления перемещается по длине опорной ветви, а равнодействующая R_n упругих сил подвески, действующих на корпус, смещается относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, на величину a_0 . Величина этого смещения в статическом положении или при движении находится в результате решения уравнений равновесия корпуса, в которых действие всех сил от опорных катков заменяется воздействием на корпус только одной силы R_n .

Третье уравнение, определяющее характер перемещения машины вдоль оси x , находится как уравнение связи удлинения ветвей с динамическими усилиями. Будем считать при этом процессы в короткой и длинной ветвях независимыми друг от друга, что вполне допустимо для качественного анализа. В точных расчетах необходимо учитывать взаимное влияние усилий в ветвях.

Удлинение наклонной ветви ΔS_n при отклонении корпуса вверх возможно за счет закручивания трансмиссии и соответствующего поворота ведущего колеса $\Delta S_{\text{вк}}$, упругой деформации ветви ΔS_y и перемещения машины на величину x_0 .

Таким образом, суммарное приращение длины наклонной ветви

$$\Delta S_n = \Delta S_{\text{вк}(\text{нк})} + \Delta S_y + x_0. \quad (160)$$

При этом, как установлено выше (см. гл. I), суммарное изменение длины ветви определяется выражением (28).

Упругое приращение

$$\Delta S_y = \frac{ST_{\partial}}{\kappa_0 F_{\partial}}, \quad (161)$$

где S — длина ветви.

Вследствие разных длин рабочей и свободной ветвей и различных значений растягивающих усилий упругие деформации их будут неодинаковыми.

Деформация короткой ветви

$$\Delta S_y = \frac{S_{\partial\kappa}}{\kappa_0 F_{\partial}} T_{\partial\kappa},$$

длинной ветви

$$\Delta S_y = \frac{S_{\text{нк}} + \sum S_{\partial i} + \frac{d_{\text{нк}}}{2} (\pi - \gamma_{\text{нк}})}{\kappa_0 F_{\partial}} T_{\text{днк}}.$$

Приращение длины наклонной ветви за счет дополнительного поворота ведущего колеса зависит от инерционного сопротивления моторно-трансмиссионной установки (вместе с бортовой передачей и ведущим колесом), так как приращение $\Delta S_{\partial\kappa}$ сопровождается поворотом ведущего колеса на угол $\Phi_{\partial\kappa}$:

$$\Delta S_{\partial\kappa} = \Phi_{\partial\kappa} r_{\partial\kappa}.$$

Угол поворота ведущего колеса $\Phi_{\partial\kappa}$ связан с инерционным сопротивлением зависимостью

$$M_j = J_{\text{тр}} \ddot{\Phi}_{\partial\kappa}.$$

Так как это сопротивление обуславливает возникновение динамической составляющей натяжения в ветви T_{∂} , то

$$2T_{\partial} r_{\partial\kappa} \eta_{\text{тр}} = J_{\text{тр}} \ddot{\Phi}_{\partial\kappa},$$

откуда

$$\ddot{\Phi}_{\partial\kappa} = \frac{2T_{\partial} r_{\partial\kappa} \eta_{\text{тр}}}{J_{\text{тр}}}. \quad (162)$$

Продольное перемещение машины при колебаниях корпуса также связано с силой T_{∂} , которая в данном случае является движущей, сообщаящей машине продольное ускорение \dot{x}_0 , поэтому можно записать

$$\ddot{x}_0 = \frac{2T_{\partial} \eta_{\partial\partial}}{\frac{G_m}{g} + \gamma_{\text{mn}} \frac{G_n}{g} + \frac{J_{\partial\partial}}{\sigma r_{\partial\kappa}}}. \quad (163)$$

Знаменатель этого выражения представляет приведенную массу тягача и прицепа в их поступательном движении с учетом инерции вращающихся масс прицепа γ_{mn} и тягача $J_{\partial\partial}$, а также проскальзывания опорной ветви гусеничного движителя по грунту σ .

Дважды продифференцировав уравнение (160) и подставив в полученный результат значения $\ddot{\Phi}_{\partial\kappa}$ и \ddot{x}_0 из выражений (162)

и (163) с учетом принятых положительных направлений координат перемещений, имеем

$$\ddot{T}_d \frac{S}{\kappa_0 F_d} + T_d \left(\frac{2\eta_{zd}}{g} + \gamma_{mn} \frac{G_n}{g} + \frac{J_{zd}}{\sigma r_{\text{вк}}} + \frac{2\eta_{mp} r_{\text{вк}}^2}{J_{mp}} \right) = \lambda_z \ddot{z}_0 \pm \lambda_\varphi \ddot{\varphi}_0. \quad (164)$$

Совместное решение уравнений (158), (159) и (164) позволяет найти динамические нагрузки в ветвях. Решение это представляет определенные трудности, так как конечное дифференциальное уравнение будет иметь шестой порядок. В целях упрощения решения обычно принимают допущение о несвязанности вертикальных

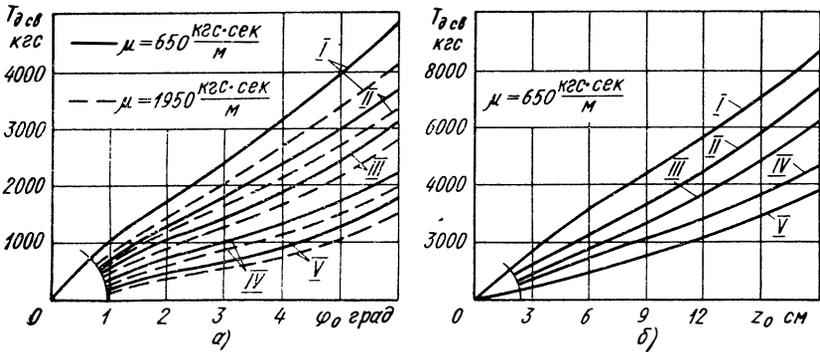


Рис. 30. Зависимость динамического натяжения в обводе ($G_T = 16 \text{ m}$) от угла колебания корпуса на I—V передачах:

a — зависимость $T_{d\text{св}} = f(\varphi_0)$; *б* — зависимость $T_{d\text{св}} = f(z_0)$

и угловых колебаний корпуса. В этом случае решение значительно упрощается.

Анализ системы уравнений (158), (159) и (164) показывает, что основными факторами, влияющими на динамическую нагрузку ветвей обвода при свободных колебаниях (преодоления единичной неровности), является начальное отклонение корпуса (φ_0 и z_0), приведенный момент инерции моторно-трансмиссионной установки (на передаче, соответствующей заданному режиму движения), продольная податливость гусениц и общая компоновка машины, от которой зависят длины ветвей и коэффициенты λ_φ и λ_z .

Динамическое натяжение увеличивается пропорционально начальному отклонению корпуса — вертикальному и угловому. Это подтверждается графиками (рис. 30). При этом, чем ниже порядок включенной передачи (цифры I—VI на приведенных графиках соответствуют включенным передачам), т. е. чем больше момент инерции трансмиссии, тем выше значения динамических нагрузок.

Следует отметить, что при вертикальных колебаниях корпуса растягивающие усилия в ветвях значительно больше, чем при угловых (при одинаковых ходах крайних катков в обоих случаях). Разница величин усилий для этих видов колебаний достигает 100% и более. Это закономерно, так как ранее отмечалось при анализе выражения (28), что вертикальные перемещения корпуса вызывают значительно большие удлинения наклонных ветвей, чем угловые.

Кроме этого потенциальная энергия корпуса в случае его вертикального перемещения и сжатия упругих элементов всех катков на величину z_0 значительно больше, чем в том случае, когда при угловом отклонении φ_0 на величину z_0 сжимается только упругий элемент одного (крайнего) катка.

Частота вертикальных колебаний корпуса, как правило, выше, чем частота угловых колебаний. Последнее обстоятельство существенно сказывается на соотношении нагрузок при вертикальных и угловых колебаниях, при вертикальных колебаниях они значительно выше.

Соппротивление амортизаторов при неизменной амплитуде отклонения корпуса на величине динамического натяжения не сказывается. Однако делать вывод о нецелесообразности применения амортизаторов на этом основании нельзя. Известно, что установка амортизаторов резко уменьшает амплитуды колебаний корпуса при преодолении периодических и единичных неровностей. Поэтому их влияние сказывается на величине динамических нагрузок в обводе косвенно, через амплитуды вертикальных и угловых колебаний корпуса, а так как последние являются одним из важнейших факторов, прямо определяющих величину динамического натяжения, то применение амортизаторов следует рассматривать как эффективную меру для снижения динамической нагруженности обвода.

Существенное влияние на величину динамического натяжения от колебаний корпуса оказывает продольная податливость гусениц. Чем меньше продольная жесткость, тем меньше динамические усилия в ветвях. Однако эффект от применения упругих гусениц не одинаковый для машин разных весовых классов. Как следует из уравнения (164), влияние продольной жесткости определяется значимостью члена $\frac{S}{\kappa_0 F_\partial}$ по сравнению с коэффициентом при T_∂ (выражение в скобках).

На машинах тяжелых весовых категорий эффект от применения упругих гусениц довольно существенный (снижение нагрузок до 30—60%), на легких же машинах податливость гусениц в диапазоне эксплуатационных скоростей, когда моменты инерции трансмиссии невелики, на нагруженности обвода сказывается мало, так как в этом случае в большей степени проявляется эффект снижения инерционных сопротивлений трансмиссии и машины в целом. Иначе говоря, для легких машин большее значение

приобретают первый и третий члены выражения (160), тогда как для тяжелых машин более заметную роль играет второй член — ΔS_y .

При анализе динамической нагруженности обвода при вынужденных колебаниях корпуса можно ограничиться рассмотрением только уравнения (164), если считать в нем известными перемещения корпуса или ускорения ($\ddot{\varphi}_0$ и \ddot{z}_0). Данный подход приемлем, так как ускорения для различных типов гусеничных машин известны. Более того, во многих случаях определены нормативы допускаемых значений ускорений, поэтому принимая их в качестве исходных, можно оценить уровень динамических нагрузок в обводе.

Примем, что ускорения при вынужденных колебаниях корпуса изменяются по закону:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_0 &= \ddot{z}_{\max} \cos(\omega_z t - \alpha_z); \\ \ddot{\varphi}_0 &= \ddot{\varphi}_{\max} \cos(\omega_\varphi t - \alpha_\varphi),\end{aligned}$$

где \ddot{z}_{\max} — максимальные вертикальные ускорения корпуса;
 $\ddot{\varphi}_{\max}$ — максимальные угловые ускорения;
 ω_z, ω_φ — частоты вертикальных и продольных угловых колебаний;

α_z и α_φ — сдвиг фаз вертикальных и угловых колебаний.

Частота изменения ускорений здесь принята равной собственной частоте вертикальных и угловых колебаний, так как этот случай соответствует режиму максимальных отклонений корпуса, т. е. режиму, когда возникают максимальные растягивающие усилия в ветвях.

Подставляя значения ускорений в выражение (164), получим дифференциальное уравнение динамического натяжения при колебаниях корпуса:

$$\begin{aligned}\ddot{T}_{\partial} \pm T_{\partial} \frac{\kappa_0 F_{\partial}}{S} \left(\frac{2\eta_{z\partial}}{\frac{G_m}{g} + \gamma_{mn} \frac{G_n}{g} + \frac{J_{z\partial}}{\sigma r_{\partial k}}} + \frac{2\eta_{m\partial} r_{\partial k}^2}{J_{m\partial}} \right) = \\ = \frac{\kappa_0 F_{\partial}}{S} \lambda_z \ddot{z}_{\max} \cos(\omega_z t - \alpha_z) \pm \frac{\kappa_0 F_{\partial}}{S} \lambda_\varphi \ddot{\varphi}_{\max} \cos(\omega_\varphi t - \alpha_\varphi).\end{aligned}\quad (165)$$

Данное уравнение нелинейное, так как, во-первых, длина ветви S в разных фазах угловых колебаний разная, а во-вторых, величины λ_z и λ_φ переменные вследствие того, что углы $\gamma_{\partial k}$ и γ_{nk} с изменением амплитуд колебаний меняются. Кроме этого, ускорения \ddot{z}_{\max} и $\ddot{\varphi}_{\max}$ взаимозависимы, как это следует из выражений (158) и (159), поэтому точное аналитическое определение растягивающих усилий с использованием уравнений (158), (159) и (165) может быть выполнено только с помощью ЭВМ.

Однако силу T_{∂} можно найти приближенно. Будем считать \ddot{z}_{\max} и $\ddot{\varphi}_{\max}$ заданными и независимыми одно от другого, а коэффициенты $\lambda_z, \lambda_\varphi$ и длину ветвей S постоянными. Данные пред-

посылки приводят к некоторому завышению значений силы T_{∂} , но позволяют выявить принципиальные закономерности процесса динамического нагружения обвода в результате решения только одного уравнения (165).

Ошибка от принятия таких допущений невелика. Из теории гусеничных машин [3, 6, 7] известно, что связи, накладываемые гусеницами на колебания корпуса, изменяют частоту колебаний в пределах 10—15%, а на эксплуатационных скоростях — не более 2%.

Сдвиг фаз вертикальных α_z и угловых α_{φ} колебаний разный, поэтому максимальные значения силы T_{∂} от каждого вида колебаний соответствуют разным моментам времени. Это обстоятельство, а также принятые допущения о независимости z_0 от φ_0 и постоянстве коэффициентов в уравнении (165) позволяют использовать при его решении принцип суперпозиций.

В результате получаем следующие выражения для определения динамических усилий в ветвях обвода:

при вынужденных вертикальных колебаниях корпуса

$$T_{\partial z} = \pm \frac{\lambda_z \ddot{z}_{\max} \cos(\omega_z t - \alpha_z)}{\frac{2\eta_{\partial d}}{g} + \gamma_{mn} \frac{G_n}{g} + \frac{J_{\partial d}}{\sigma r_{\partial k}}} + \frac{2\eta_{mp} r_{\partial k}^2}{J_{mp}} + \frac{S\omega_z^2}{(-) \kappa_0 F_{\partial}}; \quad (166)$$

при вынужденных угловых колебаниях корпуса

$$T_{\partial \varphi} = \pm \frac{\lambda_{\varphi} \ddot{\varphi}_{\max} \cos(\omega_{\varphi} t - \alpha_{\varphi})}{\frac{2\eta_{\partial d}}{g} + \gamma_{mn} \frac{G_n}{g} + \frac{J_{\partial d}}{\sigma r_{\partial k}}} + \frac{2\eta_{mp} r_{\partial k}^2}{J_{mp}} + \frac{S\omega_{\varphi}^2}{(-) \kappa_0 F_{\partial}}. \quad (167)$$

Из этих выражений следует, что величина динамического нагружения прямо пропорциональна величине ускорений. Она уменьшается с увеличением длины ветви и с уменьшением продольной жесткости. Так же, как при свободных колебаниях, сила T_{∂} существенно зависит от момента инерции моторно-трансмиссионной установки J_{mp} . Снижение момента инерции (движение на повышенных передачах) приводит к заметному снижению нагрузок в обводе от колебаний корпуса.

Снижение же момента инерции гусеничного движителя по существу на нагруженности обвода не сказывается, так как член $\frac{J_{\partial d}}{\sigma r_{\partial k}}$ по сравнению с массой тягача и прицепа весьма мал.

Выражения (166) и (167) позволяют также количественно оценить влияние продольной податливости гусениц на величину динамических нагрузок.

Снижение нагрузок, вызываемых колебаниями корпуса, возможно, как это видно из выражений (166) и (167), за счет умень-

нения λ_z и λ_ϕ , т. е. за счет применения более рациональной компоновки. Уменьшение коэффициентов λ_z и λ_ϕ в этом случае достигается снижением высоты центра тяжести подрессоренных масс и уменьшением углов наклона передней и задней ветвей обвода.

Рассмотренные теоретические закономерности протекания динамических процессов в обводе при колебаниях корпуса гусеничной машины подтверждаются экспериментально.

Экспериментальное определение растягивающих усилий в ветвях при движении машины может быть осуществлено или записью усилий в обводе динамометрическим элементом, встроенным

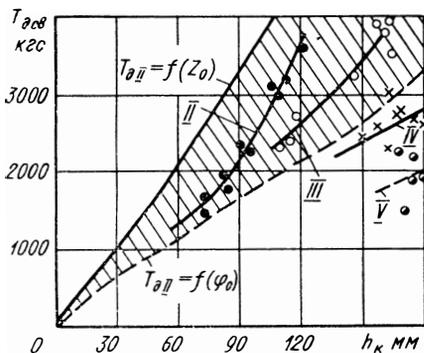


Рис. 31. Зависимость динамической составляющей натяжения в ветви под ведущим колесом от хода первого опорного катка при переезде единичной неровности

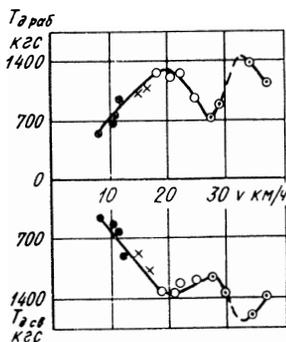


Рис. 32. Зависимость динамических нагрузок в ветвях обвода от скорости движения при преодолении периодических (синусоидальных) неровностей

в гусеницу, или записью крутящего момента на ведущем колесе. В последнем случае отрицательное значение момента соответствует возникновению растягивающих усилий в свободной ветви, положительное — в рабочей.

Способ определения силы T_d по крутящему моменту значительно удобнее. Первый же способ более трудоемкий, так как требует проведения большого количества опытов, чтобы обеспечить попадание динамометрического звена гусеницы в заданный участок обвода. Точность обоих способов почти одинакова.

Анализ экспериментальной информации позволяет установить, что несмотря на значительный диапазон разброса значений фактических нагрузок (усилия достигают 2000—3000 кгс) их распределение подчиняется установленным выше законам.

На рис. 31 показан график зависимости динамического натяжения в ветви под ведущим колесом от хода первого опорного катка для машины ($G_m = 16\text{ т}$) при движении на II—V передачах.

При преодолении единичных неровностей длиной 3 м и высотой 200 мм амплитуда динамического натяжения увеличивается про-

порционально увеличению хода первого опорного катка, т. е. пропорционально отклонению корпуса от положения статического равновесия. Это согласуется с установленным выше положением (рис. 30).

При движении по гармоническим неровностям с длиной волны 5 м (рис. 32) характер зависимости нагрузок от скорости движения соответствует характеру изменения ускорений с наличием выраженных резонансных областей при частотах ω_z и ω_ϕ . Это понятно, так как согласно выражениям (166) и (167) нагрузки в ветвях прямо пропорциональны ускорениям корпуса, поэтому резонансный режим по колебаниям корпуса неизбежно должен вызвать соответствующее изменение нагрузок в ветвях. Длина ветви при установившихся колебаниях корпуса незначительно влияет на растягивающие нагрузки из-за малой величины члена $\frac{S\omega^2}{\kappa_0 F_\partial}$ уравнений (166) и (167) по сравнению с другими членами.

Наряду с ускорениями корпуса, определяющим фактором в этом процессе является момент инерции моторно-трансмиссионной установки. На сопоставимых скоростях движения динамическая нагруженность ветвей обвода существенно выше у машин с большим моментом инерции трансмиссии. Так же, как и в случае преодоления единичных неровностей, установка упругих резино-металлических гусениц при большом весе (16 т) не снижает динамические усилия. Применение же амортизаторов позволяет заметно уменьшить уровень динамических нагрузок.

Поскольку влияние инерции моторно-трансмиссионной установки сказывается на нагруженности обвода в наибольшей степени, то нецелесообразно использовать дефорсированные двигатели на машинах малых и средних весовых категорий, что нередко имеет место при создании отдельных модификаций или даже базовых моделей семейств гусеничных машин.

Сопоставление экспериментальных зависимостей $T_\partial = f(v)$ при движении по периодическим и единичным неровностям показывает, что в первом случае нагрузки в 1,5—1,8 раза меньше. Это объясняется различным характером воздействия неровностей местности. При движении по периодическому профилю в отличие от наезда на единичное препятствие поджатие первого опорного катка, набегающего на профиль, уменьшает ускорение изменения длины передней наклонной ветви \dot{S} , и момент упругих сил подвески, действующих на корпус машины, в этом случае меньше.

В заключение следует подчеркнуть, что процесс возникновения динамических нагрузок в обводе от колебаний корпуса здесь рассмотрен упрощенно с учетом ряда допущений и ограничений. Это позволило выявить лишь качественный характер данного явления. На самом деле этот процесс весьма сложен и требует более глубокой теоретической разработки.

Г л а в а IV

ДИНАМИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЦЫ С КАТКАМИ

Помимо растягивающих усилий на гусеничную цепь действуют нагрузки от опорных и поддерживающих катков, от ведущего и направляющего колес, т. е. от всех деталей, оформляющих контур обвода, а также от грунта. Характер этих нагрузок — в большинстве случаев динамический. Мгновенные значения усилий при взаимодействии элементов движителя с гусеницей могут достигать очень больших значений, особенно у быстроходных машин. Разрушительное воздействие этих нагрузок на детали ходовой части общеизвестно. Многочисленными экспериментами установлено, что срок службы движителей при эксплуатации в условиях, способствующих возникновению повышенных динамических нагрузок (пробеги на бетонных и булыжных дорогах, каменистых грунтах), значительно сокращается. Надежность работы движителя падает.

В связи с этим определение динамической нагруженности гусеничного движителя, обусловленной взаимодействием гусеницы с катками, и способов ее снижения в настоящее время представляет собой важный вопрос теории гусеничного движителя.

Многообразии эксплуатационных условий и областей использования гусеничных машин ставит большое количество вопросов, связанных с динамикой взаимодействия элементов движителя. Принимая во внимание, однако, то, что некоторые из них частично решены в объеме, удовлетворяющем запросам конструирования, целесообразно ограничиться рассмотрением только тех вопросов, которые являются общими и определяющими в динамике движителя. Они связаны с качением опорных катков по беговой дорожке гусеницы и взаимодействием гусеницы с ведущим и направляющим колесами и поддерживающими катками.

Ниже дан анализ этих процессов, за исключением взаимодействия гусеницы с ведущим колесом. Последнее в силу органического единства рассматривается совместно с теорией гусеничного зацепления (гл. V).

1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ КАЧЕНИИ ОПОРНОГО КАТКА ПО БЕГОВОЙ ДОРОЖКЕ ГУСЕНИЦЫ БЕЗ ОТРЫВА

Схематически движение катка по беговой дорожке гусеницы в общем случае можно представить как движение двухмассовой системы (рис. 33) по поверхности, образующая которой описывается функцией $y_2 = f(x)$.

В этой системе m_1 — масса наружного металлического банджа; m_2 — масса остальной части катка вместе с массой оси и частью

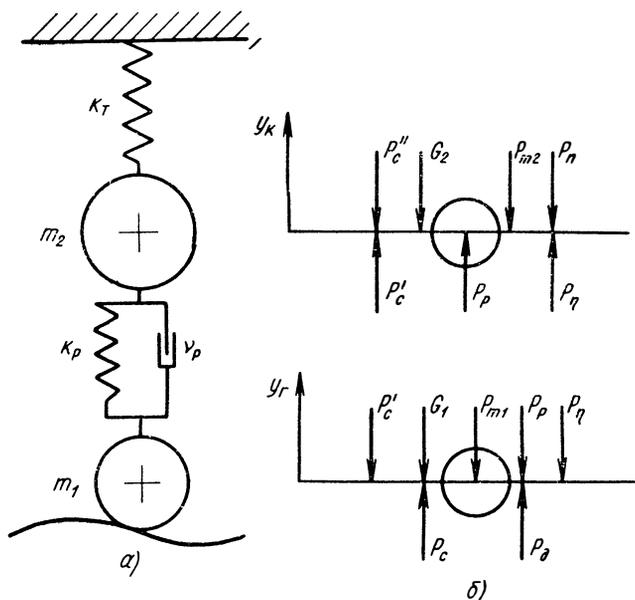


Рис. 33. Схема катка и сил, действующих в его элементах:

а — схема катка; б — схема сил

массы рычага балансира, участвующей в колебательном движении катка; κ_m — приведенная жесткость (модуль) подвески катка; κ_p — приведенная жесткость резинового элемента катка (наружного или внутреннего); ν_p — гистерезисные сопротивления в резине.

Если каток имеет наружный резиновый бандаж, масса m_1 в системе отсутствует. Тогда масса m_2 будет включать всю массу катка и массу тех же частей балансира. В схеме катка без резинового амортизатора будут отсутствовать m_1 , κ_p и ν_p . Масса m_2 будет включать так же, как и в предыдущем случае, приведенную массу всех перемещающихся по оси y деталей.

Следовательно, каток с внутренней резиновой амортизацией (внутренним резиновым элементом) представляет наиболее общий случай, который будет рассмотрен в дальнейшем.

В схеме, приведенной на рис. 33, отсутствует амортизатор подвески. Это упрощение обусловлено двумя причинами. Во-первых, сначала мы рассмотрим качение катка, расположенного внутри базы (анализ взаимодействия крайнего катка с гусеницей излагается в последующих разделах), а на внутренних катках амортизаторы, как правило, не устанавливаются. Во-вторых, нас интересует главным образом качественный характер и выяснение принципиальных закономерностей динамического нагружения катка, которые не определяются наличием или отсутствием амортизатора в подвеске катка. Однако излагаемый метод анализа позволяет при необходимости учесть и влияние демпфирования при вертикальных перемещениях внутренних катков.

Если верхнюю точку системы в приведенной выше схеме принять неподвижной (так как частота ее перемещения гораздо меньше частоты перемещения нижней точки) или перемещающейся по известному закону в зависимости от колебаний корпуса, а движение нижней точки задать функцией $y_2 = f(t)$, определяющей ее вертикальное перемещение, то рассматриваемая система сводится к линейной, имеющей одну степень свободы y_k . Эти перемещения y_k массы m_2 и обусловят величину усилий, действующих на гусеницу и каток.

Схема сил, возникающих в рассматриваемой системе, показана на рис. 33, где P_c — статическая нагрузка под катком; P_d — динамическая составляющая нагрузки; P_{m1} — сила инерции массы m_1 ; P_{m2} — сила инерции массы m_2 ; P_n — усилие от сжатия упругого элемента при перемещении y_k ; P_p — усилие от деформирования резины при перемещениях $y_2 - y_k$; P_η — сила демпфирования, возникающая при деформировании резины; G_1, G_2 — вес соответствующих масс; P'_c, P''_c — статические нагрузки на массы, связанные зависимостями:

$$P'_c = P''_c + G_2;$$

$$P_c = P'_c + G_1 = P''_c + G_1 + G_2.$$

Статическая нагрузка под катком определяется зависимостью

$$P_c = \beta_m \frac{G'_m}{2n} \pm \kappa_m (z_0 \pm l_i \varphi_0),$$

где G'_m — вес транспортера (трактора) за вычетом веса опорных ветвей гусеницы;

β_m — коэффициент перегрузки, обусловленный рельефом местности.

Суммарное усилие в точке контакта гусеницы и катка

$$P_e = P_d + P_c. \quad (168)$$

Для нахождения динамической составляющей этого усилия необходимо составить уравнение динамического равновесия масс

m_1 и m_2 . Выражая силы через параметры упругой системы (жесткость, демпфирование, перемещение и т. д.), получаем:

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{y}_\kappa + \kappa_m y_\kappa - \kappa_p (y_e - y_\kappa) - \nu_p (\dot{y}_e - \dot{y}_\kappa) &= 0; \\ m_1 \ddot{y}_e + \kappa_p (y_e - y_\kappa) - \nu_p (\dot{y}_e - \dot{y}_\kappa) - P_\partial &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (169)$$

Упругая характеристика резинового элемента катка при этом считается линейной.

Из первого уравнения системы можно найти перемещение оси катка y_κ :

$$\ddot{y}_\kappa + 2\lambda_p \dot{y}_\kappa + \omega_2^2 y_\kappa = \frac{\kappa_p}{m_2} y_e + 2\lambda_p \dot{y}_e, \quad (170)$$

где

$$\lambda_p = \frac{\nu_p}{2m_2}; \quad (171)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{\kappa_m + \kappa_p}{m_2}}. \quad (172)$$

Полученное дифференциальное уравнение для определения перемещения y_κ может быть решено при условии, что известно значение y_e . Эта функция весьма неопределенная и зависит от рельефа местности и самой беговой дорожки, т. е. представляет собой реализацию случайного процесса. Однако, принимая во внимание, что дорожное воздействие является стационарным случайным процессом [13], спектр которого можно представить сходящимся тригонометрическим рядом, а линейность уравнений (169) позволяет использовать принцип наложения (суперпозиций), для качественного анализа с достаточным приближением опорный профиль y_e можно задать в виде простой тригонометрической функции. При этом такое допущение относительно рельефа беговой дорожки не будет большим отклонением от действительности, поскольку звенчатость гусеницы предопределяет четкую периодичность воздействия беговой дорожки на каток.

Считая процесс повторяющимся при наезде катка на каждый трак, т. е. происходящим с частотой $\frac{2\pi v}{l_0}$, можем записать

$$y_e = \frac{h_n}{2} \cos \frac{2\pi vt}{l_0}, \quad (173)$$

где h_n — разность уровней деталей, составляющих беговую дорожку, в пределах шага гусеницы l_0 .

С учетом этого решение уравнения (170) для установившихся колебаний может быть представлено в виде

$$y_\kappa = \frac{\frac{\kappa_p h_n}{2m_2} \cos\left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha\right) - \frac{\nu_p h_n \pi v}{m_2 l_0} \sin\left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha\right)}{\sqrt{\left[\omega_2^2 - \left(\frac{2\pi v}{l_0}\right)^2\right]^2 + 4\lambda_p^2 \left(\frac{2\pi v}{l_0}\right)^2}}, \quad (174)$$

где

$$\text{где } \alpha = \operatorname{arctg} \frac{2\lambda_p \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)}{\omega_2^2 - \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2}. \quad (175)$$

Из второго уравнения системы (169), подставляя в него значения $y_z, y_k, \dot{y}_z, \dot{y}_k$, можно найти силу P_∂ :

$$P_\partial = -\frac{2m_1 h_H \pi^2 v^2}{l_0^2} \cos \frac{2\pi vt}{l_0} - \frac{v_p h_H \pi v}{l_0} \sin \frac{2\pi vt}{l_0} + \frac{\kappa_p h_H}{2} \cos \frac{2\pi vt}{l_0} +$$

$$\frac{\left(\frac{2v_p^2 h_H \pi^2 v^2}{m_2 l_0^2} - \frac{\kappa_p^2 h_H}{2m_2} \right) \cos \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha \right) + \frac{2v_p \kappa_p h_H \pi v}{m_2 l_0} \sin \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha \right)}{\sqrt{\left[m_2^2 - \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_p^2 \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2}}. \quad (176)$$

Анализируя выражение (176), можно отметить, что определяющими величину P_∂ являются первый и четвертый члены. При этом первый член непрерывно возрастает с увеличением скорости. Четвертый же член получает максимальное значение при определенной (резонансной) скорости, когда подкоренное выражение минимально, т. е.

$$\omega_2 \approx \frac{2\pi v}{l_0}. \quad (177)$$

Точное значение условия резонанса получается, если производную знаменателя выражения (176) приравнять нулю.

Резонансная скорость, определенная по условию (177),

$$v_p = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\kappa_m + \kappa_p}{m_2}}. \quad (178)$$

При этой скорости $\alpha = \frac{\pi}{2}$.

Для катков, имеющих наружный резиновый бандаж, выражение для P_∂ будет отличаться от выражения (176) только тем, что первый член будет отсутствовать, так как $m_1 = 0$.

На рис. 34 приведен график изменения составляющих выражения (176) от скорости для катка со статической нагрузкой 1250 кгс. Кривые, обозначенные цифрами 1—4, показывают изменение соответствующих составляющих этого выражения.

Из представленного графика видно, что резонансная составляющая динамической нагрузки (кривая 4) на резонансном режиме в десятки раз превышает сумму постоянных составляющих (кривые 2 и 3), а максимальное значение ее (7,7 тыс. кгс) в несколько раз больше статической нагрузки на каток. На нерезонансных же режимах эта составляющая очень мала, поэтому на эксплуатацион-

ных скоростях движения наибольшую опасность представляет не резонансная составляющая, а нагрузка, вызываемая массой m_1 . Эта нагрузка увеличивается пропорционально квадрату скорости и в эксплуатационном режиме превышает прочие составляющие силы P_∂ в 7—8 раз, становясь сопоставимой или даже больше статической нагрузки. Отсюда следует, что с точки зрения динамики движителя применение катков с внутренними резиновыми элементами является нерациональным. В случае использования

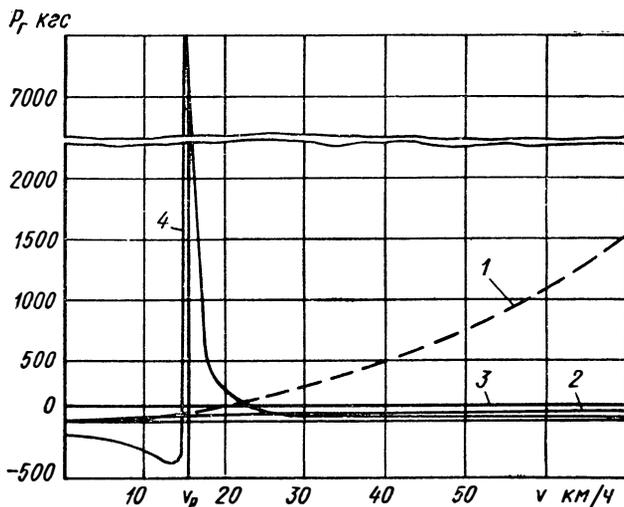


Рис. 34. Влияние скорости движения на изменение составляющих динамической нагрузки под катком ($G_k = 1250$ кг, $h_n = 1$ мм)

такой конструкции (по соображениям несущей способности) необходимо уменьшать массу m_1 .

Последний член уравнения (176) превышает первый только в очень узком скоростном интервале в районе скорости v_p . При небольшом отклонении от этой скорости (на 0,5—1 км/ч) величина его резко уменьшается. Это обстоятельство предопределяет малую вероятность попадания в резонансный режим.

Из выражения (176) следует, что каждая составляющая динамической нагрузки достигает максимума всегда в одном и том же месте трака. Это необходимо учитывать при проектировании гусениц, обеспечивая наибольшую прочность трака именно для такой схемы приложения поперечных сил. Что касается катка, то при отсутствии кратности длины его окружности и шага гусеницы точки приложения усилий будут всегда смещены одна относительно другой.

Выведенные зависимости для определения нагрузок, действующих на каток и трак, справедливы (исходя из принятых предпосылок) для случая гармонического изменения профиля беговой

дорожки. В общем виде перепад уровней площадок, составляющих беговую дорожку, является переменной величиной, т. е. возмущение со стороны гусеницы носит случайный характер. Вследствие этого значения усилий в точке контакта и трака будут иными. Для их нахождения необходимо знать вероятностные характеристики случайного микропрофиля беговой дорожки: корреляционную функцию или спектральную плотность.

Для стационарного случайного процесса, каковым является изменение профиля беговой дорожки гусеничной звенчатой цепи, спектральная плотность $\Phi(p)$ связана с корреляционной функцией $R(\tau)$ зависимостью

$$\Phi(p) = 2 \int_0^{\infty} R(\tau) \cos p\tau \, d\tau.$$

Рассматривая систему (см. рис. 33) как динамическую линейную систему с одним входом (y_a) и одним выходом ($y_a - y_k$), можно найти спектральную плотность динамических деформаций упругого элемента катка $\Phi_p(p)$ по известной спектральной плотности профиля дорожки $\Phi_a(p)$ и передаточной функции системы $W_p(ip)$:

$$\Phi_p(p) = |W_p(ip)|^2 \Phi_a(p).$$

По динамическому прогибу находим усилие P_d . Передаточная функция системы есть отношение преобразования Лапласа динамической деформации $p(S)$ к преобразованию Лапласа профиля беговой дорожки $y(S)$, т. е.

$$W_p(ip) = \frac{p(S)}{y(S)}.$$

Эти преобразования находят из уравнений (169). Если уравнение (169) умножить на e^{-St} и проинтегрировать в интервале от 0 до ∞ , то после этих действий каждый их член будет представлять преобразование Лапласа соответствующей координаты или ее производных. Таким методом можно определить спектр нагрузок системы каток—трак при движении катка по любому профилю.

Однако нас больше интересуют вопросы, как снизить динамическую нагруженность этой системы, от чего зависит величина усилий и какие значения параметров являются оптимальными. Все эти моменты с достаточной точностью можно определить, если профиль беговой дорожки задать в виде простой гармонической функции, поэтому при анализе нагруженности катка и гусеницы будем использовать этот метод.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГИХ И ДЕМПФИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАТКА

Для нахождения величин P_d и v_p по выведенным выше зависимостям (176) и (178) необходимо, кроме весовых и геометрических характеристик катка и трака, знать жесткости подвески и

резиновых элементов κ_m и κ_p и величину затухания λ_p . Определение приведенной жесткости общеизвестно [1,6], поэтому рассмотрим здесь только методы определения κ_p и λ_p .

Жесткость резинового элемента зависит как от физико-механических свойств резины, так и от конструктивного выполнения катка.

Жесткость катков с внутренней амортизацией зависит от предварительного сжатия резины и в ряде случаев поддается регулировке. При изменении нагрузки она остается почти постоянной. Жесткость катков с наружной амортизацией изменяется по определенным законам.

На рис. 35 показана схема деформирования катка под нагрузкой. При приложении силы P_κ каток из положения I перемещается в положение II , а центр его смещается на величину Δ_p из точки O в точку O' .

Радиальная деформация Δ_φ сечения φ связана с осадкой катка Δ_p зависимостью

$$\frac{d_\kappa^2}{4} \sin^2 \varphi + \left(\frac{d_\kappa}{2} - \Delta_p + \Delta_\varphi \cos \varphi \right)^2 = \frac{d_\kappa^2}{4}.$$

Эту зависимость для малых углов контакта φ_κ можно заменить упрощенной

$$\Delta_\varphi = \Delta_p \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_\kappa}. \quad (179)$$

Радиальные деформации вызывают появление восстанавливающих сил. На площадке, ограниченной углом $d\varphi$ и шириной db_κ , возникает элементарная сила

$$P_\varphi = \frac{\Delta_\varphi}{\delta_p} E_p \frac{d_\kappa}{2} d\varphi db_\kappa.$$

Сумма вертикальных составляющих всех элементарных сил, действующих на площади, ограниченной дугой контакта φ_κ и шириной b_κ катка, уравнивается действующей на каток силой P_κ . Следовательно,

$$P_\kappa = 2 \int_0^{\varphi_\kappa} \int_0^{\frac{b_\kappa}{2}} P_\varphi \cos \varphi.$$

После интегрирования получаем

$$P_\kappa = \frac{b_\kappa E_p d_\kappa \Delta_p \Phi}{\delta_p},$$

где

$$\Phi = \frac{\cos \frac{\varphi_\kappa}{2}}{2 \left(\frac{\pi}{\varphi_\kappa} - 1 \right)} + \frac{\cos \frac{\varphi_\kappa}{2}}{2 \left(\frac{\pi}{\varphi_\kappa} + 1 \right)}. \quad (180)$$

Жесткость резинового элемента можно найти как отношение нагрузки, действующей на каток, к осадке, т. е.

$$\kappa_p = \frac{b_p E_p d_k \Phi}{\delta_p}. \quad (181)$$

Для определения κ_p необходимо знать функцию Φ (или φ_k). Из схемы (рис. 35) можно записать

$$\Delta_p = \frac{d_k}{2} \left(1 - \cos \frac{\varphi_k}{2} \right).$$

Подставляя значение Δ_p в выражение для P_k , получим

$$P_k = \frac{b_k E_p d_k^2 \Phi}{2\delta_p} \left(1 - \cos \frac{\varphi_k}{2} \right). \quad (182)$$

Совместное решение уравнений (181) и (182) позволяет найти

$$\kappa_p = f(P_k).$$

Так как угол φ_k возрастает с увеличением силы P_k , то, следовательно, с изменением нагрузки жесткость меняется. В этом случае решение уравнения (170) будет уже не таким, каким оно дано выше в виде выражения (174). Однако, принимая во внимание то, что с увеличением нагрузки сверх статической темп роста жесткости резко уменьшается, можно в приближенных расчетах считать ее постоянной. Точное же решение требует учета нелинейности функции $\Delta_p = f(P_k)$.

Некоторое влияние на характер изменения жесткости κ_p оказывает и модуль упругости резины E_p , значение которого можно считать постоянным для относительных деформаций, не превышающих $\epsilon = 0,25 \div 0,35$. При увеличении относительных деформаций выше этих значений модуль упругости начинает возрастать. Степень изменения модуля упругости зависит от величины коэффициента формы γ_F . Коэффициент формы представляет собой отношение деформируемой площади к площади, ограниченной периметром в плане и высотой образца.

В выполненных конструкциях катков деформируемые участки резиновых бандажей в среднем имеют $\gamma_F = 0,4 \div 0,5$, поэтому при расчетах необходимо использовать именно те показатели физико-

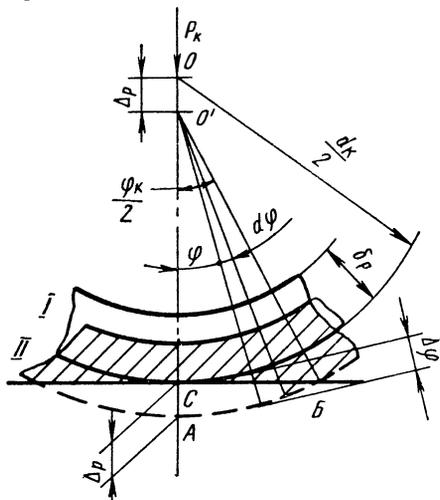


Рис. 35. Схема деформирования наружной амортизации катка

механических свойств резины, которые определены при таких значениях коэффициента формы.

При увеличении относительной деформации ϵ свыше 0,35—0,4 модуль упругости существенно возрастает, изменяясь от 200—300 кгс/см² при $\epsilon \leq 0,3$ до 1300—1500 кгс/см² при $\epsilon = 0,6$ (данные для $\gamma_F = 0,486$). Однако такие высокие значения ϵ и E_p лежат за пределами рабочего диапазона нагрузок. Для обеспечения продолжительной работы резиновых элементов при конструировании машин обычно принимается величина нормальных напряжений не выше 70 кгс/см², а величина относительных деформаций не более 15%. В этих пределах модуль упругости является относительно постоянной величиной.

Формулы для определения жесткости можно упростить, так как для малых углов контакта зависимость $\Phi = f(\varphi_k)$ можно представить в виде

$$\Phi \approx 0,3\varphi_k.$$

Тогда

$$\kappa_p = 0,3 \frac{b_k E_p d_k \varphi_k}{\delta_p} \quad (183)$$

и

$$P_k = \frac{b_k E_p d_k^2 \varphi_k}{\delta_p} 0,15 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\varphi_k^2}{4}} \right). \quad (184)$$

Величина затухания λ_p (v_p) определяется таким же образом, как и при продольных или поперечных колебаниях ветвей, т. е. по величине внутренних потерь в процессе деформирования резины:

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{\kappa_m + \kappa_p}{m_2 \left[1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2(1 - \eta_w)} \right]}}; \quad (185)$$

$$v_p = 2m_2 \sqrt{\frac{\kappa_m + \kappa_p}{m_2 \left[1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2(1 - \eta_w)} \right]}}. \quad (186)$$

3. КАЧЕНИЕ КАТКА С ОТРЫВОМ ОТ БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ. СИЛА УДАРА КАТКА О ГУСЕНИЦУ

При конструировании гусеничных цепей не всегда удается обеспечить непрерывность беговой дорожки. В таких случаях каток движется с перескакиваниями, периодически отрываясь от нее. Подобные явления возникают и при несовпадении уровней плоскостей у деталей, составляющих беговую дорожку, из-за неизбежных в производстве отклонений от номинальных размеров.

При движении катка с отрывом возникает удар в точке контакта в момент соприкосновения катка с трактом. Сила удара будет определяться не только конструктивными параметрами катка, но и скоростью, теряемой катком в момент удара. Эта скорость за-

висит от профиля беговой дорожки. Так, при ступенчатом изменении профиля дорожки (рис. 36, а) нижняя точка катка, двигаясь по траектории AA' , к моменту соприкосновения с трактом разовьет вертикальную скорость

$$v' = \sqrt{2h_{TP} \frac{P_c}{m_1 + m_2}}. \quad (187)$$

При гармоническом профиле беговой дорожки (рис. 36, б) в эту формулу вместо величины перепада h_{TP} подставляют высоту h_n . Скорость, теряемая при ударе,

$$v_{y\partial} = v' - v_m,$$

где

$$v_m = v \operatorname{tg} \alpha.$$

Поскольку скорость v_m очень мала, то можно считать $v_{y\partial} \approx v'$.

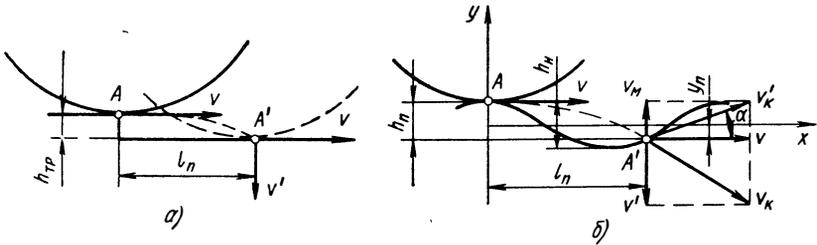


Рис. 36. Схема к определению скорости удара катка

Нагрузка в точке контакта катка и гусеницы в момент удара, как это следует из схемы рис. 33, равна сумме тех же составляющих, что и при движении катка без отрыва от беговой дорожки, за исключением силы P_{m_1} , вместо которой при ударе будет действовать сила $P_{y\partial}$. Следовательно, можно записать

$$P_\partial = P_c + P_p + P_\eta + P_{y\partial}. \quad (188)$$

Таким образом, нагруженность катка при установившемся процессе можно оценить выведенным ранее выражением (176), если в нем вместо первого члена, характеризующего инерционную нагрузку, поставить выражение для силы удара, а вместо аргумента vt — его конкретное значение для момента удара, равное l_n . Следовательно, динамическая составляющая нагрузки

$$P_\partial = P_{y\partial} - \frac{\nu_p h_n \pi v}{l_0} \sin \frac{2\pi vt}{l_0} + \frac{\kappa_p h_n}{2} \cos \frac{2\pi vt}{l_0} + \frac{\left(\frac{2\nu_p^2 h_n \pi^2 v^2}{m_2 l_0^2} - \frac{k_p^2 h_n}{2m_2} \right) \cos \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha \right) - \frac{2\nu_p \kappa_p h_n \pi v}{m_2 l_0} \sin \left(\frac{2\pi vt}{l_0} - \alpha \right)}{\sqrt{\left[\omega_2^2 - \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2 \right]^2 + 4\lambda_p^2 \left(\frac{2\pi v}{l_0} \right)^2}}. \quad (189)$$

Точно вычислить силу удара катка о трак затруднительно, так как для этого необходимо знать, каким образом поглощается кинетическая энергия обода катка: какая часть ее переходит в потенциальную энергию упругих деформаций трака и обода, а какая — в энергию местных контактных деформаций. Более точно силу $P_{y\partial}$ можно определить следующим образом.

Полное перемещение Δ массы обода m_1 складывается из прогиба трака и обода y и местных деформаций в точке контакта z , т. е. $\Delta = y + z$.

Согласно теории Герца

$$z = \kappa_y P_{y\partial}^{\frac{2}{3}},$$

где κ_y — коэффициент, зависящий от упругих свойств контактирующих тел и их геометрических размеров.

Величина деформации трака под действием силы $P_{y\partial}$ может быть описана уравнением перемещений приведенной балки, нагружаемой мгновенной ударной силой [10]:

$$y = \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \frac{(l_0 - c_1 - c_2) 2g}{i^2 \pi^2 q a_g} \int_0^{t_1} P_{y\partial} \sin \frac{i^2 \pi^2 a_g (t - t_1)}{(l_0 - c_1 - c_2)^2} dt_1,$$

где c_1, c_2 — расстояния от центров шарниров до опорных точек трака;

t_1 — рассматриваемый интервал времени;

a_g — параметр, характеризующий упругость трака.

Суммарное перемещение Δ может быть определено по начальной скорости удара. В момент времени $t = t_1$ скорость перемещения массы m_1

$$v = v_{y\partial} - \frac{1}{m_1} \int_0^{t_1} P_{y\partial} dt_1,$$

откуда

$$\Delta = v_{y\partial} t - \int_0^t \frac{dt_1}{m_1} \int_0^{t_1} P_{y\partial} dt_1.$$

Подставляя полученные значения деформаций в исходное равенство, получим функциональное уравнение удара, выведенное С. П. Тимошенко:

$$v_{y\partial} t - \int_0^t \frac{dt_1}{m_1} \int_0^{t_1} P_{y\partial} dt_1 = \kappa_y P_{y\partial}^{\frac{2}{3}} + \sum_{i=1, 3, 5, \dots} \frac{1}{i^2} \times \\ \times \frac{(l_0 - c_1 - c_2) 2g}{\pi^2 a_g q} \int_0^{t_1} P_{y\partial} \sin \frac{i^2 \pi^2 a_g (t - t_1)}{(l_0 - c_1 - c_2)^2} dt_1.$$

Но это уравнение не пригодно для расчетов, так как оно решается трудоемкими способами, поэтому большее применение находят приближенные способы определения деформаций контактирующих тел (или потенциальной энергии деформации) и силы удара. При этом почти одинаковую правомерность получили способы с диаметрально противоположными предпосылками.

Исходной предпосылкой первого способа является предположение о том, что при ударе происходят только местные упругие деформации, не распространяющиеся на все соударяемое тело. Вся кинетическая энергия в этом случае расходуется на упругое смятие тел в точке (точнее площадке) контакта.

Второй способ определения силы удара исходит, наоборот, из того, что при ударе местные деформации отсутствуют и вся кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию тел, деформируемых по всему объему.

Сначала рассмотрим первый способ. Принимая исходную предпосылку об отсутствии упругих деформаций трака, считаем $\Delta = z$.

Сводя соударение катка с траком к схеме взаимного деформирования цилиндра с плоскостью, можно записать

$$\Delta = 4 \frac{P_{y\partial}}{b_{\kappa}} \frac{1 - \mu^2}{\pi E} \left(0,41 + \ln \frac{2d_{\kappa}}{c_{\kappa}} \right),$$

где μ — коэффициент Пуассона;

d_{κ} — диаметр катка;

c_{κ} — половина длины площадки контакта;

b_{κ} — ширина катка (и площадки контакта).

Длина площадки контакта

$$c_{\kappa} = 1,6 \sqrt{\frac{2P_{y\partial} d_{\kappa}}{b_{\kappa}} \left(\frac{1 - \mu^2}{E} \right)}.$$

Принимая $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см и $\mu = 0,25$, выражения для Δ и c_{κ} можно переписать в виде:

$$\Delta = 0,6 \cdot 10^{-6} \frac{P_{y\partial}}{b_{\kappa}} \left(0,41 + \ln \frac{2d_{\kappa}}{c_{\kappa}} \right); \quad (190)$$

$$c_{\kappa} = 1,55 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{P_{y\partial} d_{\kappa}}{b_{\kappa}}}. \quad (191)$$

Совместное решение зависимостей (190) и (191) позволяет для каждого конкретного случая найти функцию

$$P_{y\partial} = f(\Delta). \quad (192)$$

На основании динамического равновесия

$$P_{y\partial} = -m_1 \ddot{\Delta}. \quad (193)$$

Подстановка выражения (193) в формулу (192) позволяет получить дифференциальное уравнение упругой осадки катка

$$m_1 \ddot{\Delta} + f(\Delta) = 0, \quad (194)$$

решение которого дает значение прогиба в функции времени $\Delta = f(t)$. И, наконец, подстановкой этой зависимости в уравнение (192) можно получить величину силы удара в любой момент времени.

Данный способ определения силы $P_{y\partial}$ довольно прост и к тому же позволяет проанализировать характер изменения силы удара в процессе контактирования катка с траком, чего нельзя получить, как будет показано дальше, при использовании другого способа. Однако предпосылка об отсутствии упругих деформаций трака может быть справедливой только при высоких скоростях удара и при большой жесткости соударяемых тел (или при от-

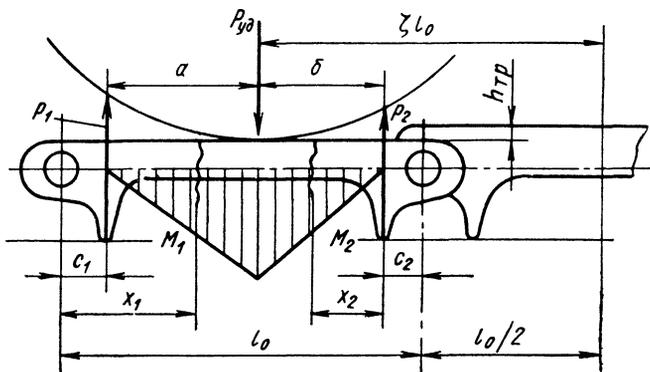


Рис. 37. Силы, действующие при ударе опорного катка о трак

носителю большой разности их масс). Экспериментальное определение напряжений в траках гусениц показывает, что при наездах катка траки испытывают напряжения по всему объему. Это подтверждает большую правдоподобность второй предпосылки, согласно которой значительная часть кинетической энергии при ударе превращается в потенциальную энергию объемных упругих деформаций.

Кинетическая энергия, теряемая ободом при ударе:

$$W_k = \frac{m_1 v_{y\partial}^2}{2}.$$

Эта энергия превращается в потенциальную энергию деформации трака P_{TP} и потенциальную энергию деформации обода $P_{об}$, т. е. $W_k = P_{TP} + P_{об}$. Значения P_{TP} и $P_{об}$ могут быть определены достаточно точно, если точно задано распределение сил, деформирующих трак и обод. При движении по недеформируемому грунту такими силами будут: сила удара, реакции на опорах трака и инерционные силы обода. При движении машины по мягкому грунту к ним добавляются еще инерционные силы, обусловленные вертикальным перемещением трака при его вдавлении в грунт.

Принимая во внимание то, что жесткость обода значительно выше поперечной жесткости трака, потенциальную энергию деформации обода можно не определять, а учитывать влияние податливости обода коэффициентом χ_w при потенциальной энергии деформации трака:

$$W_\kappa = \chi_w \Pi_{\tau p}.$$

Определим значение $\Pi_{\tau p}$, полагая грунт недеформируемым, т. е. рассматривая наиболее неблагоприятный случай. От силы $P_{y\partial}$, на опорах трака возникают реакции P_1 и P_2 (рис. 37). Если у трака отсутствует одна из опор на грунт, то в этом случае реакция создается шарниром.

Потенциальная энергия деформации трака

$$\Pi_{\tau p} = \frac{1}{2} \int_0^{\frac{3}{2}l_0 - \xi l_0 - c_1} \frac{M_1^2}{EJ} dx_1 + \frac{1}{2} \int_0^{\xi l_0 - \frac{l_0}{2} - c_2} \frac{M_2^2}{EJ} dx_2,$$

где M_1, M_2 — изгибающие моменты на участках a и b .

Подставляя значения изгибающих моментов (см. рис. 37), получаем

$$\Pi_{\tau p} = \frac{P_{y\partial}^2 k_l}{2EJ_{np}}, \quad (195)$$

где J_{np} — приведенный момент инерции сечения трака;
 k_l — коэффициент, зависящий от размеров трака,

$$k_l = \frac{\left(\xi l_0 - \frac{l_0}{2} - c_2\right)^2 \left(\frac{3}{2}l_0 - \xi l_0 - c_1\right)^3 + \left(\frac{3}{2}l_0 - \xi l_0 - c_1\right)^2 \left(\xi l_0 - \frac{l_0}{2} - c_2\right)^3}{3(l_0 - c_1 - c_2)^2}.$$

Приравнивая значения кинетической и потенциальной энергий, находим силу удара

$$P_{y\partial} = v_{y\partial} \sqrt{\frac{m_1 E J_{np}}{\chi_w k_l}}. \quad (196)$$

Из данного выражения видно, что сила удара катка о трак прямо пропорциональна скорости удара и увеличивается с увеличением неподдрессоренной массы катка m_1 и жесткости трака EJ_{np} .

Сила удара существенно уменьшается, если каток или трак облицованы материалом с низким модулем упругости (эбонит, резина, пластмасса). В этом случае часть кинетической энергии переходит в энергию деформирования облицовки, за счет чего снижается ударная нагрузка.

В вероятном эксплуатационном диапазоне скоростей движения ударная нагрузка, определяемая выражением (196), как правило, выше инерционной для сопоставимых условий.

На рис. 38 для сравнения приведены значения этих нагрузок для катка, движущегося с отрывом (кривая 1) и без отрыва (кривая 2) от беговой дорожки гусеницы. При этом ударная нагрузка определена для пороговой неровности высотой 2 мм, а инерционная — для гармонического профиля с размахом также 2 мм.

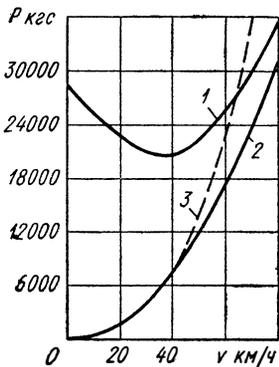


Рис. 38. Изменение ударной и инерционной нагрузок от скорости

Как видно из графика, ударная нагрузка, особенно при скоростях до 50 км/ч, значительно больше инерционной. Некоторое снижение ударной нагрузки в диапазоне средних скоростей движения объясняется изменением коэффициента k_l . Физически это вытекает из того, что при увеличении скорости движения точка соударения смещается к середине трака, где приведенная жесткость несколько меньше. Фактическое изменение инерционной нагрузки при движении катка по синусоидальному профилю беговой дорожки отличается от кривой 2. На повышенных скоростях каток начинает отрываться от беговой дорожки. При этой скорости первый член уравнения (176) превращается в соответствующий член уравнения (189). Сила удара в этом режиме движения характеризуется кривой 3.

По абсолютной величине ударные и динамические нагрузки достигают очень больших значений (иногда выше 7—10 тыс. кгс), поэтому при проектировании гусениц следует принимать все возможные меры для устранения причин, вызывающих периодические вертикальные перемещения катков, и в первую очередь обеспечивать непрерывность беговой дорожки.

4. УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПЕРЕДНЕГО ОПОРНОГО КАТКА С НАКЛОННОЙ ВЕТВЬЮ

Рассмотрим взаимодействие переднего опорного катка с наклонной ветвью обвода. При наезде этого катка на нижний трак наклонной ветви он получает ударный импульс. Сила удара при этом зависит от разности скоростей трака и катка в точке контакта, а также от параметров гусеницы и катка. Рассмотрим факторы, определяющие силу удара. Как видно из рис. 39, нормальная скорость точки контакта трака до удара

$$v_{N_T} = v \sin \alpha_\phi \frac{l_n}{l_{св}},$$

где α_ϕ — фактический угол наклона нижнего участка ветви с учетом ее провисания.

Расстояние l_n зависит от диаметра катка и угла наклона ветви:

$$l_n = \frac{d_k}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha_\phi}{2}.$$

Эпюра нормальных скоростей точек ветви до удара ограничена линией 1. В момент удара каток сообщает соударяемому траку линейные скорости, величина которых ограничена кривой 2. Скорости точек ветви при этом получают различные значения, показанные графически линией 2'. В точке контакта K нормальная скорость трака возрастает до нормальной скорости этой точки катка:

$$v_{Nк} = v \sin \alpha_{\phi}.$$

Разность нормальных скоростей $v_{Nк}$ и v_{N_T} даст скорость в точке контакта:

$$v_{y\partial} = v \sin \alpha_{\phi} \times \left(1 - \frac{d_k}{2l_{ca}} \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\phi}}{2} \right). \quad (197)$$

Если учесть поперечные колебания ветви, то скорость удара

$$v_{y\partial} = v \sin \alpha_{\phi} \left(1 - \frac{d_k}{2l_{ca}} \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\phi}}{2} \right) \pm (\dot{y}_s)_{x=l_n}, \quad (198)$$

где y_s — поперечные перемещения ветви;

x — продольная координата (вдоль ветви).

Из выражения (197) видно, что скорость удара зависит не только от скорости движения машины, но и от геометрических параметров движителя: угла наклона ветви и диаметра опорного катка. Если с увеличением диаметра d_k скорость удара уменьшается, то с увеличением угла наклона она резко возрастает.

Фактический угол наклона ветви α_{ϕ} у ее основания зависит от многих факторов: скорости движения, момента инерции трака относительно оси шарнира, предварительного натяжения гусеницы, силы тяги, продольной и угловой жесткости гусеничной цепи. С достаточной точностью этот угол можно измерить при статическом нагружении обвода тяговой нагрузкой, соответствующей эксплуатационному режиму.

Следует отметить, что при всех прочих одинаковых факторах угол α_{ϕ} в обводе с передним ведущим колесом существенно меньше, чем в обводе с задним расположением ведущего колеса, особенно при использовании гусениц с упругими шарнирами. Это объяс-

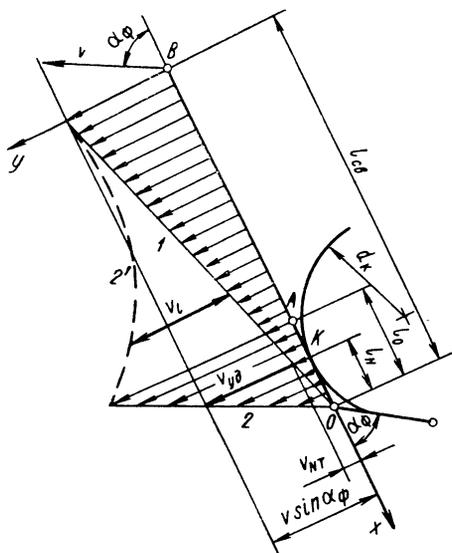


Рис. 39. Скорости наклонной ветви при соударении с катком

няется большим провисанием передней ветви в обводе с передним расположением ведущего колеса.

Предельное возможное значение угла наклона будет при $l_n = l_0$:

$$\alpha_{\max} = 2 \operatorname{arctg} \frac{2l_0}{d_k},$$

где d_k — диаметр опорного катка.

Из данного выражения следует, что предельное значение угла α_ϕ будет тем меньше, чем меньше отношение $\frac{l_0}{d_k}$, поэтому мелкозвенчатые гусеничные цепи предпочтительнее, так же, как и катки большого диаметра.

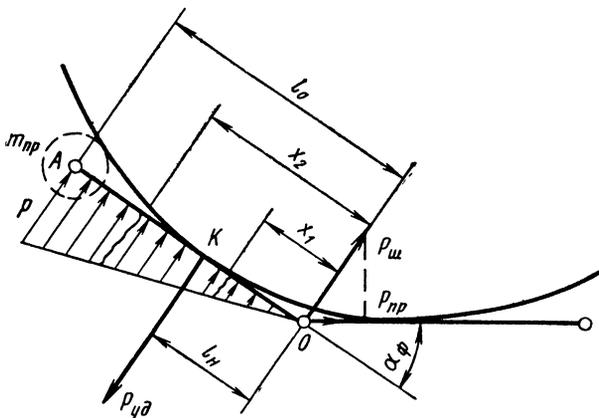


Рис. 40. К выводу силы удара по наклонной ветви

Определим силы, возникающие при соударении катка с передней наклонной ветвью. В точке K контакта катка с трактом действует сила удара $P_{y\partial}$ (рис. 40). Эта сила зависит от потерянной кинетической энергии и потенциальной энергии деформации трака. Потенциальной энергией скручивания резиновых элементов шарниров ввиду относительно малой их угловой жесткости по сравнению с изгибной жесткостью трака и углами поворота трактов при ударе можно пренебречь.

Распределение инерционных сил в тракте следует закону изменения ускорений, т. е. представляет треугольную эпюру (нижний шарнир неподвижен).

Следовательно,

$$p = \frac{3P_{y\partial}l_n}{l_0^2}; \quad (199)$$

$$P_{uz} = P_{y\partial} - \frac{3P_{y\partial}l_n}{2l_0}. \quad (200)$$

Последнее выражение показывает, что на трак, лежащий под опорным катком, действует значительная сила. Максимального значения она достигает при $l_n = \frac{l_0}{3}$ и равна в этом случае $\frac{P_{y\partial}}{2}$. Замеряя продольную составляющую P_{np} силы $P_{ш}$ (рис. 40), можно косвенным образом определить силу удара. Действительно, из уравнения (200) вытекает

$$P_{y\partial} = \frac{P_{np}}{\sin \alpha_{\phi} \left(1 - \frac{3}{4} \frac{d_{\kappa}}{l_0} \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\phi}}{2} \right)}. \quad (201)$$

Записывая значение силы P_{np} и фиксируя угол α_{ϕ} , можно подсчитать силу удара. Из выражения (201) находят условие, при котором смежный шарнир не будет испытывать нагрузки от ударной силы. Приравнявая нулю выражение в скобках, получаем (при $\alpha_{\phi} \neq 0$)

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{\phi}}{2} = \frac{4}{3} \frac{l_0}{d_{\kappa}}, \quad (202)$$

При выполнении этого условия нагруженность шарниров уменьшается.

Потенциальная энергия деформации трака, определенная по величине упругих деформаций,

$$\Pi_{тр} = \frac{P_{y\partial}^2 k'_l}{2EJ_{np}}, \quad (203)$$

где

$$\begin{aligned} k'_l = & \left(1 - \frac{3l_n}{2l_0} \right)^2 \frac{l_0^3}{3} + \\ & + \left(1 - \frac{3l_n}{2l_0} \right) \left(\frac{6l_n l_0^2}{5} - \frac{2l_0^3}{3} - \frac{l_n^3}{3} \right) + \frac{36l_n^2 l_0}{28} - \\ & - \frac{6l_n l_0^2}{5} + \frac{l_0^3}{3} - \frac{l_n^3}{3} - \frac{l_n^6}{20l_0^3}. \end{aligned} \quad (204)$$

Значение кинетической энергии, теряемой при ударе, складывается из двух составляющих: энергии трака, соударяющегося с катком, и энергии остальной части наклонной ветви. Наибольшей величины сила удара достигает в момент, когда нормальные скорости трака и катка в точке контакта сравниваются. Эта скорость и определяет потерянную кинетическую энергию. Если бы наружный обод катка не был поддресорен, то конечная скорость трака и катка была бы равна $v_{y\partial}$, а скорость трака относительно катка — нулю. Вследствие того, что обод поддресорен и обладает податливостью, относительная скорость, соответствующая максимальному значению силы $P_{y\partial}$, не будет равна нулю, а будет равна

какому-то значению $v'_{y\partial}$. Она определится из условия постоянства моментов количества движения относительно оси шарнира:

$$J \frac{v_{y\partial}}{l_{\kappa}} + m_{np} v_{y\partial} \frac{l_0^2}{l_{\kappa}} = J \frac{v'_{y\partial}}{l_{\kappa}} + m_1 v'_{y\partial} l_{\kappa} + m_{np} v'_{y\partial} \frac{l_0^2}{l_{\kappa}},$$

где J — момент инерции трака относительно оси шарнира;
 m_{np} — приведенная масса участка ветви $l_{cв} - l_0$, приложенная в точке A (см. рис. 40).

На основании записанного равенства

$$v'_{y\partial} = k_y v_{y\partial}, \quad (205)$$

где

$$k_y = \frac{J + m_{np} l_0^2}{J + m_{np} l_0^2 + m_1 l_{\kappa}^2}. \quad (206)$$

Следовательно, скорость, теряемая траком при движении относительно катка, $v_{mp} = v_{y\partial} - v'_{y\partial}$, а скорость, приобретенная ободом катка в результате удара, $v_{\kappa} = -v'_{y\partial}$.

Для того чтобы определить приведенную массу ветви m_{np} , необходимо найти величину теряемой ветвью кинетической энергии в ее движении относительно катка. Эта энергия зависит от скоростей различных ее сечений до и после удара. Как видно из рис. 39, в начальный период удара относительная скорость ветви в точке B равна нулю, а в точке A

$$v_A = v_{y\partial} \frac{l_0}{l_{\kappa}}.$$

Остальные точки ветви будут иметь скорости, определяемые разностью эпюр 1 и $2'$. Изменение относительных скоростей ветви будет зависеть от угловых жесткостей шарниров, момента инерции поворота трака, шага цепи, веса гусеницы и других параметров. Если рассматривать ветвь как непрерывно-упругую ленту, то эту функцию можно выразить простой зависимостью, полагая, что закон изменения скоростей следует закону изменения прогибов ветви.

В результате получим следующее выражение для приведенной массы ветви:

$$m_{np} = \frac{33}{140} \frac{q}{g} (l_{cв} - l_0). \quad (207)$$

Следовательно, приведенная к шарниру нижнего трака масса ветви равна примерно четверти действительной массы. Такое значение приведенной массы получено из предположения, что ветвь является равноупругой по всей длине. На самом деле вследствие звенчатости гусеничной цепи закон изменения скоростей будет несколько иным, чем это принято в данном выводе, и масса m_{np} будет отличаться от подсчитанной по формуле (207).

Если пренебречь сопротивлением в шарнирных соединениях и считать, что вся масса каждого трака сосредоточена в его шарнире (в этом случае $J = 0$), то при таких допущениях можно получить приведенную массу ветви, не зависящую от длины ветви:

$$m_{np} = 1,67 m. \quad (208)$$

Принимая предпосылку о том, что при ударе верхний участок ветви ($l_{cb} - l_0$) не изменяет скорости, т. е. на удар реагируют только нижний трак и смежный с ним, находим

$$m_{np} = \frac{J}{l_0^2}. \quad (209)$$

Таким образом, величина приведенной массы определяется характером распределения скоростей, и, следовательно, для того, чтобы получить достоверное значение приведенной массы ветви и истинное значение ударной нагрузки, необходимо знать точное распределение скоростей по длине ветви (см. эпюру $2'$ на рис. 39) для конкретной конструкции гусеничной цепи и формы обода.

Общая кинетическая энергия, теряемая при ударе катка о ветвь,

$$W_k = \frac{M_y v_{y\partial}^2}{2} (1 - k_y^2), \quad (210)$$

где M_y — условная масса, приложенная в точке контакта, действие которой равноценно суммарному действию массы нижнего трака, остальной части ветви и массы m_1 ,

$$M_y = \frac{m_{np} l_0^2}{l_n^2} + \frac{J}{l_n^2} - \frac{m_1}{\frac{1}{k_y^2} - 1}. \quad (211)$$

Учитывая равенство кинетической и потенциальной энергий, находим силу удара

$$P_{y\partial} = v_{y\partial} \sqrt{\frac{M_y E J_{np} (1 - k_y^2)}{\chi_w k_l}} \quad (212)$$

Анализируя полученное выражение (212), можно видеть, что сила удара прямо пропорциональна начальной скорости удара, и растет с увеличением веса единицы длины гусеницы, массы наружного обода катка m_1 и момента инерции трака при повороте J .

Определяя силу $P_{y\partial}$, мы не учитывали влияния на ее величину жесткости резинового элемента катка κ_p , остальной его массы m_2 и жесткости подвески κ_m . Рассмотрим воздействие этих факторов.

Схема сил, действующих на каток в момент удара (без учета статических составляющих), показана на рис. 41. Эта схема учи-

тывает влияние амортизатора подвески. Исходя из условия динамического равновесия масс m_2 и M_y , можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \kappa_p (y_z - y_k) + v_p (\dot{y}_z - \dot{y}_k) &= \kappa'_k y_k + v'_T \dot{y}_k + m_2 \ddot{y}_z; \\ P_{TP} &= \kappa_p (y_z - y_k) + v_p (\dot{y}_z - \dot{y}_k) + P_{y\partial} (M_y \ddot{y}_z), \end{aligned} \right\} \quad (213)$$

где $\kappa'_T = \frac{\kappa_T}{\cos \alpha_\phi}$ — жесткость подвески в направлении оси y ;

$v'_T = \frac{v_T}{\cos \alpha_\phi}$ — вязкое сопротивление амортизатора в направлении оси y .

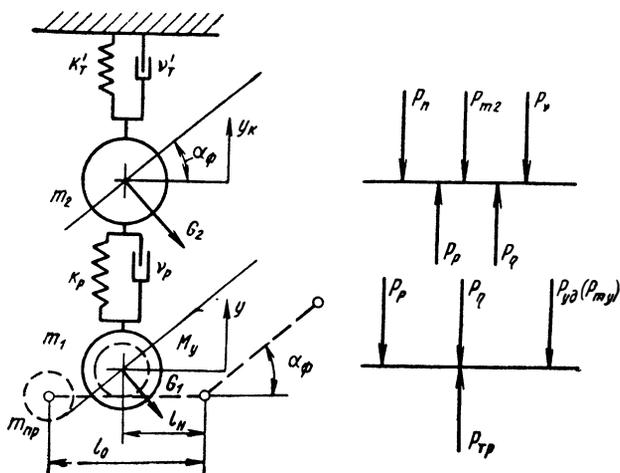


Рис. 41. Силы, действующие на первый опорный каток

Уравнения (213) описывают движение системы с двумя степенями свободы. Начальные условия движения $(y_z)_{t=0} = (y_k)_{t=0} = (\dot{y}_k)_{t=0} = 0$; $(\dot{y}_z)_{t=0} = v'_{y\partial}$.

При этом в начальный момент движения (при ударе) на каток действует сила $P_{y\partial}$. По окончании ударного воздействия в уравнениях (213) место $P_{y\partial}$ занимает инерционная сила, равная $M_y \ddot{y}_z$. Суммарная нагрузка определится путем подстановки в конечное решение этих уравнений величин перемещений и скоростей в исследуемый момент времени.

Так как нас интересует момент удара ($t = 0$), то, используя начальные условия, можно записать

$$P_{TP} = P_{y\partial} + v_p v'_{y\partial} = P_{y\partial} + v_p k_y v_{y\partial}. \quad (214)$$

Следовательно, суммарная нагрузка на трак (и обод катка) складывается из ударной силы $P_{y\partial}$ и нагрузки, обусловленной гистерезисной характеристикой резинового элемента v_p .

Помимо ударных воздействий на трак, при наезде катка на наклонную ветвь могут возникать вынужденные колебания, причем на резонансных режимах могут появиться значительные нагрузки. В связи с этим необходимо определить резонансные условия, для того чтобы при конструировании вывести резонансные скорости за пределы максимально возможных скоростей движения. В системе с двумя степенями свободы резонанс наступает тогда, когда частота возмущений совпадает с частотами форм колебаний системы. Пренебрегая вязким сопротивлением, так как при относительно малых значениях ν_p и ν_T его влияние на параметры процесса незначительно, можно найти значения частот и получить выражения для определения резонансных скоростей:

$$v_{p1,2} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\kappa'_m + \kappa_p}{m_2} + \frac{\kappa_p}{M_y} \right) \mp \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\kappa'_m + \kappa_p}{m_2} - \frac{\kappa_p}{M_y} \right)^2 + \frac{\kappa_p}{M_y m_2}}}, \quad (215)$$

Варьируя значениями l_0 , q , κ_m , κ_p , m_1 , m_2 и других параметров движителя необходимо стремиться к тому, чтобы обеспечить выполнение условия $v_{p1,2} > v_{\max}$, что исключает возможность возникновения ударного резонанса в эксплуатационном диапазоне.

5. УДАРЫ ГУСЕНИЦЫ О НАПРАВЛЯЮЩЕЕ КОЛЕСО И ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ КАТКИ

Характер взаимодействия гусеницы с направляющим колесом и поддерживающими катками практически одинаков. Разница заключается только в угле охвата колеса гусеницей.

Так как ударные нагрузки при соударении ветвей с поддерживающими катками и направляющим колесом, возникающие при колебаниях ветвей, были рассмотрены ранее, то здесь ограничимся определением усилий, обусловленных взаимодействием этих элементов, в режимах устойчивого движения обвода.

На дуге охвата шарниры гусеничной цепи движутся по траектории $ББВ$ (рис. 42). В момент соприкосновения трака $БВ$ с катком в точке контакта $К$ скорость трака изменяется от $v_{y\partial}$ до нуля. Величина скорости удара зависит от характера траектории второго (заднего) шарнира трака. Если этот шарнир движется по линии ветви, то

$$v_{y\partial} = v_{ш} \frac{l_n}{l_0}, \quad (216)$$

где $v_{ш}$ — нормальная скорость переднего шарнира при ударе.

Если трак движется поступательно, т. е. второй его шарнир движется по траектории $АаБ$, идентичной $ББВ$, то $v_{y\partial} = v_{ш}$.

Как показывают экспериментальные исследования, действительная скорость удара лежит в интервале значений, определяе-

мых равенством $v_{y\partial} = v_{ш}$ и уравнением (216), на повышенных скоростях движения приближаясь к значению, получаемому из выражения (216). В связи с этим будем считать

$$v_{y\partial} = k_v v_{ш} \frac{l_H}{l_0}, \quad (217)$$

где k_v — опытный коэффициент, равный 1,2—1,3.

Нормальная скорость шарнира B

$$v_{ш} = \omega R_{ш} \sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{\alpha_0 v}{2}.$$

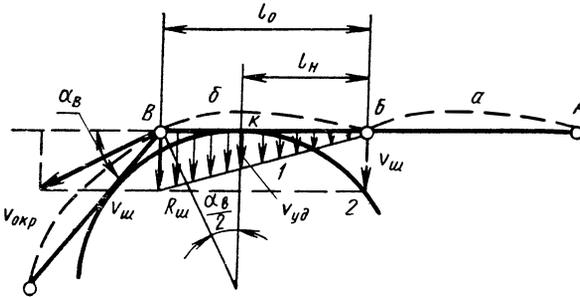


Рис. 42. Взаимодействие гусеничной цепи с поддерживающим катком

Если на дуге охвата укладываются два и более траков (как это имеет место на направляющем колесе), то угол α_0 равен центральному углу, а точка контакта с катком лежит посредине трака, т. е. $l_H = \frac{l_0}{2}$.

Подставляя скорость $v_{ш}$ в формулу (217), находим скорость удара

$$v_{y\partial} = k_v \frac{\alpha_0 v l_H}{2 l_0}. \quad (218)$$

Взаимодействие трака с поддерживающим катком аналогично рассмотренному выше взаимодействию опорного катка с наклонной ветвью. Вследствие этого для определения силы удара могут быть использованы выведенные ранее зависимости, в которые подставляют скорость удара, найденную по выражению (218).

Г л а в а V

ЗАЦЕПЛЕНИЕ ГУСЕНИЦ С ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ

Зацепление является одним из важнейших элементов гусеничного движителя, определяющим эксплуатационные качества машины, и в первую очередь такие, как долговечность и безотказность.

Например, работоспособность элементов зацепления в случае использования гусениц с жесткими шарнирами у быстроходных машин значительно ниже уровня требований, предъявляемых к движителю.

Срок службы ведущих колес (венцов) движителей с резино-металлическими гусеницами еще меньше. При этом процесс маневрирования машин (повороты при движении вперед и назад) с такими гусеницами подчас сопровождается нарушением зацепления, особенно проявляющимся при больших тяговых нагрузках и скоростях.

Все это снижает ходовые качества машины, ограничивает ее подвижность и ресурс, поэтому обеспечение надежной работы зацепления очень важно в общем комплексе вопросов создания работоспособного движителя для современных гусеничных машин.

В данной главе рассматриваются вопросы кинестатики и динамики зацепления, устанавливаются взаимосвязи между конструктивными параметрами и силовыми (эксплуатационными) факторами для того, чтобы определить их более оптимальные соотношения. Вначале проведен анализ взаимодействия ведущих колес с гусеницами, не обладающими продольной податливостью, а затем рассмотрено влияние непостоянства шагового размера, присущего гусеницам с упругими резино-металлическими шарнирами.

Элементы зацепления имеют различную конструкцию. В связи с этим существует много типов гусеничного зацепления: цевочное, гребневое, роликовое, фрикционное, зубовое. Иногда применяют комбинированное зацепление, когда тяговое усилие передается не одним, а несколькими способами одновременно.

Однако в практике конструирования гусеничных движителей большого количества гусеничных машин (тракторов, тягачей, вездеходов и т. д.) наибольшее распространение получил цевоч-

ный тип зацепления, поэтому в дальнейшем мы будем рассматривать все вопросы взаимодействия гусеницы с ведущим колесом применительно именно к этому типу зацепления.

Весь период контактирования зуба с цевкой состоит из трех этапов: вход в зацепление, движение по дуге охвата, выход из зацепления. Значительная доля крутящего момента передается зубьями, находящимися на дуге охвата. Это основной этап зацепления. Так как нагрузки на зубья в этот момент могут быть очень большими, то для уменьшения их износа важно обеспечить взаимодействие зубьев с цевками без скольжения. На входе или выходе из зацепления цевка обязательно скользит по зубу.

При тянущем способе (когда цевка расположена на передних по ходу движения трака проушинах) скольжение происходит на входе в зацепление, при толкающем (когда цевка расположена на задних проушинах) — наоборот, на выходе. В эти переходные этапы целесообразно свести к минимуму нагрузку на зуб, по которому скользит цевка. Помимо этого, необходимо по возможности снизить и ударные нагрузки, возникающие в момент контакта трака с зубом. Соблюдение этих требований создает более благоприятные с точки зрения износа условия работы зацепления и обеспечивает повышение его работоспособности.

1. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ СИЛОВЫМИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ФАКТОРАМИ

Рассмотрим схему сил, действующих на цевку, для основного этапа, т. е. для этапа передачи крутящего момента, когда цевка и зуб находятся на дуге охвата.

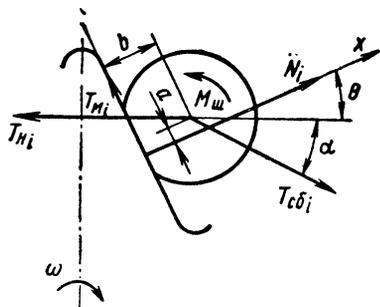


Рис. 43. Схема сил в гусеничном зацеплении

На рис. 43 показана схема сил, действующих на цевку звена гусеницы, где T_{ni} — растягивающее усилие со стороны набегающего участка ветви; T_{cb_i} — растягивающее усилие со стороны сбегающего участка; N_i , T_{mi} — нормальная и касательная силы в контакте зуба с цевкой; $M_{ш}$ — внешний момент; α — центральный угол; θ — угол давления. Индексом i обозначен порядковый номер шарнира, находящегося в зацеплении, по ходу вращения ведущего колеса.

Момент, действующий на шарнир:

$$M_{ш} = m_0 b r (\alpha_{\phi_k} - \alpha_{\phi_{k+1}}),$$

где α_{ϕ_k} и $\alpha_{\phi_{k+1}}$ — фактические углы предварительной закрутки смежных шарниров.

Этот момент одинаков для данного шарнира на всей дуге охвата.

В случае равенства углов предварительной установки у смежных траков упругая составляющая внешнего момента, действующего на цевку, равна нулю, т. е. угловая жесткость гусеницы не влияет на характер распределения усилий.

Проектируя все действующие силы на оси x и y , можно записать:

$$\left. \begin{aligned} N_i + T_{c\beta_i} \cos(\alpha + \theta) - T_{\mu_i} \cos \theta &= 0; \\ T_{\mu_i} \sin \theta + T_{m_i} - T_{c\beta_i} \sin(\alpha + \theta) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (219)$$

Сумма моментов относительно оси шарнира равна нулю. Следовательно,

$$T_{m_i} = \frac{M_{\mu}}{b} + N_i \frac{a}{b}. \quad (220)$$

Эта сила в пределе не может быть больше силы трения, т. е. $T_{m_i} \leq \mu N_i$, где μ — коэффициент трения.

Заменяя силу N_i ее значением из уравнения (219), получаем

$$T_{m_i} = \frac{M_{\mu}}{b} + [T_{\mu_i} \cos \theta - T_{c\beta_i} \cos(\alpha + \theta)] \frac{a}{b}. \quad (221)$$

Совместное решение уравнений (219) и (221) позволяет найти усилия в набегающем и сбегающем участках ветви:

$$\begin{aligned} T_{c\beta_i} = T_{\mu_i} & \frac{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta}{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)} + \\ & + \frac{M_{\mu}}{b \left[\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta) \right]}; \end{aligned} \quad (222)$$

$$T_{\mu_i} = T_{c\beta_i} \frac{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta} - \frac{M_{\mu}}{b \left(\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta \right)}. \quad (223)$$

Полученные выражения определяют взаимосвязи между текущими растягивающими усилиями и геометрическими параметрами зацепления: углом давления θ и центральным углом α .

Нагруженность зуба определяется нормальным усилием N_i , которое можно найти совместным решением уравнений (219) и (220):

$$\begin{aligned} N_i = T_{\mu_i} & \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)} - \\ & - \frac{M_{\mu}}{b} \frac{\cos(\alpha + \theta)}{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)} \end{aligned} \quad (224)$$

или

$$N_i = T_{c\delta i} \frac{\sin \alpha}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta} - \frac{M_{ш}}{b} \frac{\cos \theta}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta}. \quad (225)$$

В полученных зависимостях (222)—(225) искомые силы выражены через текущие, промежуточные величины, соответствующие i -му положению цевки на дуге охвата. Выразим их через усилия в рабочей T_p и свободной $T_{c\delta n}$ ветвях, которые являются исходными при профилировании зацепления.

Согласно принятой схеме можно записать дополнительные условия для нахождения усилий на крайних (первом и последнем) звеньях: $T_{n_1} = T_p$, $T_{c\delta n} = T_{c\delta}$ и $T_{c\delta i} = T_{n_{i+1}}$.

Для упрощения дальнейших выкладок обозначим:

$$\frac{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta} = \Omega; \quad (226)$$

$$\frac{M_{ш}}{b} \cdot \frac{1}{\sin(\alpha + \theta) + \frac{a}{b} \cos(\alpha + \theta)} = \varepsilon. \quad (227)$$

Используя приведенные выше дополнительные условия, для каждой цевки можно записать

$$T_{n_i} = T_p \frac{1}{\Omega^{i-1}} + \varepsilon \left(\frac{1}{\Omega^{i-2}} + \frac{1}{\Omega^{i-3}} + \dots + 1 \right). \quad (228)$$

Для силы $T_{c\delta i}$ соответствующее выражение будет иметь вид

$$T_{c\delta i} = T_p \frac{1}{\Omega^i} + \varepsilon \left(\frac{1}{\Omega^{i-1}} + \frac{1}{\Omega^{i-2}} + \dots + 1 \right). \quad (229)$$

Текущее значение нормального давления на зуб N_i в зависимости от рабочего натяжения может быть получено из уравнения (225) подстановкой в него вместо $T_{c\delta i}$ выражения (229):

$$N_i = \left[T_p \frac{1}{\Omega^i} + \varepsilon \left(\frac{1}{\Omega^{i-1}} + \frac{1}{\Omega^{i-2}} + \dots + 1 \right) \right] \frac{\sin \alpha}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta} - \frac{M_{ш}}{b} \cdot \frac{\cos \theta}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta}. \quad (230)$$

При $i = n$ $T_{c\delta n} = T_{c\delta}$. Тогда выражение (229) превращается в уравнение равновесия цевки при определенных соотношениях сил $T_{c\delta}$ и T_p :

$$T_{c\delta} = T_p \frac{1}{\Omega^n} + \varepsilon \left(\frac{1}{\Omega^{n-1}} + \frac{1}{\Omega^{n-2}} + \dots + 1 \right). \quad (231)$$

Это уравнение дает связь между натяжениями в ветвях гусеничного обвода и геометрическими параметрами зацепления. При этом соотношения величин являются наиболее оптимальными, обеспечивающими равновесное положение цевки на всех зубьях без скольжения. Из данного выражения можно найти угол давления θ , что и является исходным при профилировании.

Согласно уравнению (231) равновесие цевки соответствует одному строго определенному соотношению натяжений в рабочей и свободной ветвях. В действительности при данном угле θ равновесное состояние обеспечивается в некотором диапазоне изменения этого соотношения. Границы диапазона определяются коэффициентом трения между цевкой и зубом. Скольжения не будет до тех пор, пока сила T_{m_i} не превысит силу трения, равную μN_i .

Касательную силу T_{m_i} находят из уравнения (220), подставляя в него значения N_i из выражения (230):

$$T_{m_i} = \left[T_p \frac{1}{\Omega^i} + \varepsilon \left(\frac{1}{\Omega^{i-1}} + \frac{1}{\Omega^{i-2}} + \dots + 1 \right) \right] \frac{\frac{a}{b} \sin \alpha}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta} + \frac{M_{ш}}{b} \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta + \frac{a}{b} \cos \theta}. \quad (232)$$

Как видно из данного выражения, на величину T_{m_i} влияет не только соотношение растягивающих усилий, но и момент в шарнире $M_{ш}$. При больших значениях момента сила T_{m_i} по своей величине может приближаться к силе трения и положение цевки на зубе будет неустойчивым, поэтому при расчетах необходимо стремиться к тому, чтобы второй член уравнения (232) был минимальным.

Условие предельного равновесия

$$T_{m_i} = \mu N_i.$$

Тогда уравнения (219) запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} N_i - T_{n_i} \cos \theta + T_{c\delta_i} \cos(\alpha + \theta) &= 0; \\ \mu N_i (\pm) T_{n_i} \sin \theta (\mp) T_{c\delta_i} \sin(\alpha + \theta) &= 0. \end{aligned}$$

Знаки в скобках соответствуют скольжению цевки в вершине зуба, над скобками — к основанию.

Исключая из этих уравнений силу N_i , можно получить

$$T_{c\delta_i} = T_{n_i} \frac{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}{\sin(\alpha \mp \theta) \pm \mu \cos(\alpha \mp \theta)}. \quad (233)$$

Знак плюс соответствует случаю, когда цевка стремится скользить к основанию зуба, минус — к вершине.

Учитывая равенство $T_{cb_i} = T_{n_{i+1}}$, можно для каждой цевки предельную силу, действующую на нее со стороны сбегающей или набегающей ветви, выразить через рабочее натяжение

$$T_{cb_i} = T_p \left[\frac{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}{\sin (\alpha + \theta) \pm \mu \cos (\alpha + \theta)} \right]^i. \quad (234)$$

Для всей дуги охвата

$$\frac{T_{ca}}{T_p} = \left[\frac{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}{\sin (\alpha + \theta) \pm \mu \cos (\alpha + \theta)} \right]^n. \quad (235)$$

Из уравнения (235) определим угол давления для диапазона равновесного состояния трака на зубе:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\sin \alpha \sqrt[n]{\frac{T_{ca}}{T_p}} \pm \mu \cos \alpha \sqrt[n]{\frac{T_{ca}}{T_p}} - \mu}{1 - (\cos \alpha \pm \mu \sin \alpha) \sqrt[n]{\frac{T_{ca}}{T_p}}}. \quad (236)$$

Выбор оптимального значения угла давления — один из важнейших этапов при профилировании зубьев ведущего колеса.

На рис. 44 показан график, построенный согласно этой зависимости для значений $\mu = 0,2$, $n = 6$ и $\alpha = 27,7^\circ$. Кривая 1 соответствует случаю, когда цевка начинает скользить к основанию зуба (знак плюс в числителе перед членом $\mu \cos \alpha$, минус — в знаменателе перед членом $\mu \sin \alpha$), кривая 2 — наоборот, к вершине (знаки противоположные). Зона А (левее кривой 1) определяет значения соотношений $\frac{T_{ca}}{T_p}$, при которых цевка скользит к основанию, зона В (правее кривой 2) — к вершине. Зона Б (между кривыми 1 и 2) является зоной равновесного состояния, где скольжение цевки отсутствует.

Как видно из графика, диапазон равновесного состояния (зона Б) довольно широк. При изменении $\frac{T_{ca}}{T_p}$ от 0,04 (предельная сила тяги по сцеплению при $\varphi = 0,7$) до 0,5 (движение по бетону без прицепа) угол давления θ может быть принят в интервале $15-73^\circ$. При этом, если угол θ не будет выходить за пределы зоны Б при заданных значениях отношения $\frac{T_{ca}}{T_p}$, скольжения цевки не будет. Если величина θ будет находиться в зоне А или В, то цевка будет перемещаться (заметим, что величина этого скольжения, как правило, меньше, чем скольжения, вызываемого удлинением гусеницы). Задача конструктора в данном случае сводится к тому, чтобы выбрать угол давления, обеспечивающий устойчивое положение цевки в диапазоне наиболее вероятного режима использования машины.

Из графика видно, что для тяжелых условий эксплуатации, когда отношение $\frac{T_{ca}}{T_p}$ невелико, целесообразно иметь небольшие

углы давления (40° и менее), чтобы обеспечить устойчивое положение цевки при больших тяговых нагрузках. Если же предполагаемые условия работы транспортера или трактора с точки зрения тяговых нагрузок легкие, то отношение $\frac{T_{св}}{T_p}$ будет большим. Это требует соответственно и больших значений угла θ .

Оптимальная величина угла давления зависит также и от величины предварительного статического натяжения, поскольку оно оказывает влияние на отношение $\frac{T_{св}}{T_p}$. Повышение статического натяжения вызывает необходимость увеличения угла давления

для того, чтобы обеспечить равновесное состояние цевки. Таким образом, становится возможным несколько расширить диапазон равновесия за счет изменения (в допустимых пределах) предварительного статического натяжения. Так, например, машина, предназначенная для работы в относительно легких грунтовых условиях и, следовательно, имеющая зацепление с большим углом давления, может быть использована и для работы при больших тяговых на-

грузках. Работа зацепления без скольжения в этом случае может быть обеспечена не за счет уменьшения угла давления, что практически исключается, а за счет увеличения предварительного натяжения до значений, вызывающих повышение оптимального угла давления на величину, равную величине его необходимого снижения, вызываемого изменением уровня тяговых усилий.

Для оценки нагруженности зубьев ведущего колеса необходимо знать величину нормального давления на зуб и закон его изменения по мере продвижения трака по дуге охвата для всего диапазона равновесия цевки. Нормальную силу можно найти из первого уравнения системы (219), если в него подставить значение $T_{сб_i}$ из выражения (233):

$$N_i = T_{сб_i} \frac{\sin \alpha}{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}. \quad (237)$$

По мере продвижения цевки к выходу из зацепления растягивающее усилие $\left(\frac{T_{сб_i}}{T_p}\right)$ и нормальное давление $\left(\frac{N_i}{T_p}\right)$ умень-

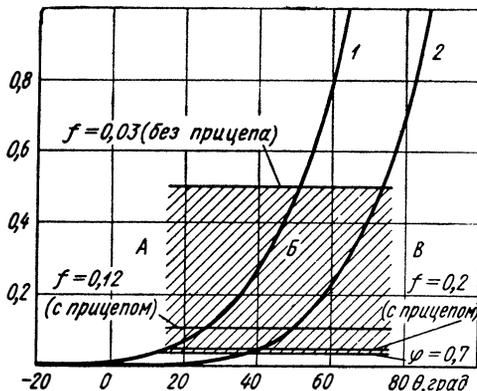


Рис. 44. Зависимость отношения усилий в свободной и рабочей ветвях от угла давления ($\mu = 0,2$; $\alpha = 27,7^\circ$)

шаются. Уменьшение, как это следует из выражений (234) и (237), происходит в геометрической прогрессии.

С точки зрения нагруженности зуба изменение нормальной силы нежелательно, так как оно приводит к перегрузке первого зуба. Но, очевидно, обеспечить прочность зубьев ведущего колеса более просто, чем обеспечить их долговечность. По этой причине нет смысла выравнять давление на всех зубьях, целесообразнее максимально снизить давление на том зубе, на котором происходит

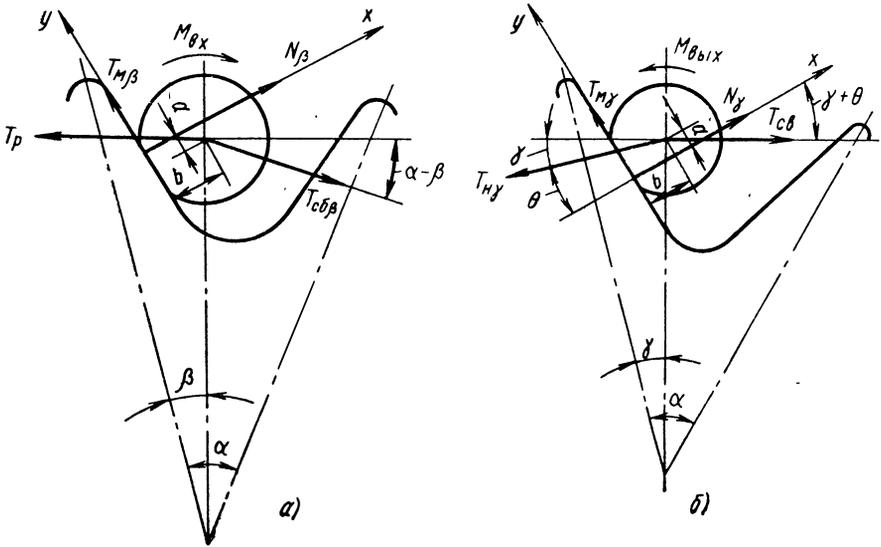


Рис. 45. Силы, действующие на цевку звена, при входе (а) и при выходе (б) из зацепления

поворот звена относительно зуба (при входе или выходе из зацепления). Из выражения (237) вытекает, что последний зуб дуги охвата в момент начала выхода из зацепления всегда менее нагружен. Чтобы сделать окончательный вывод о нагруженности первого и последнего зубьев и на основании этого выбрать способ зацепления, необходимо рассмотреть этапы входа и выхода для того, чтобы определить, каким образом изменяется нагрузка на зуб в эти периоды зацепления.

Схема сил, действующих на цевку на этапах входа и выхода из зацепления, приведена на рис. 45. Положение цевки в любой момент входа определяется текущим углом β , в момент выхода — углом γ . В начале входа $\beta = \alpha$, в конце входа, когда нормальное усилие на зубе достигает величины, определяемой выражением (237), $\beta = 0$. При выходе цевки из зацепления текущий угол γ изменяется также от α до 0° . При этом растягивающее усилие, приложенное со стороны сбегавшей ветви, постоянно и равно натяжению в свободной ветви, т. е. $T_{cb\gamma} = T_{sv}$. На входе же в за-

цепление остается постоянным усилие в набегающей ветви ($T_{\kappa\beta} = T_p$), а усилие в сбегавшей ветви $T_{c\beta}$ изменяется от T_p до $T_{c\beta_1}$; Скручивающие моменты на этапах входа и выхода переменны:

$$M_{ax} = m_0 b_p (\alpha_{\phi_1} - \alpha_{\phi_2}) - m_0 b_p \beta + M_{mp}; \quad (238)$$

$$M_{ayx} = m_0 b_p (\alpha_{\phi_1} - \alpha_{\phi_2}) + m_0 b_p (\alpha - \gamma) - M_{mp}. \quad (239)$$

Как следует из этих выражений, скручивающий цевку момент даже при равных углах предварительной закрутки смежных шарниров может быть значительным в зависимости от угловой жесткости шарниров гусеницы.

Составляя уравнения равновесия сил и моментов такие же, как и при рассмотрении основного этапа зацепления, можно получить выражения для текущих значений растягивающих и нормальных к зубу сил на этапах входа и выхода. Приведем здесь только предельные значения усилий в диапазоне равновесного состояния цевки на дуге охвата. На входе в зацепление условия равновесия будут иметь вид:

$$\frac{T_{c\beta}}{T_p} = \frac{\sin(\beta + \theta) \pm \mu \cos(\beta + \theta)}{\sin(\alpha + \theta) \pm \mu \cos(\alpha + \theta)}; \quad (240)$$

$$\frac{N_\beta}{T_p} = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin(\alpha + \theta) \pm \mu \cos(\alpha + \theta)}. \quad (241)$$

На выходе из зацепления усилия на цевке:

$$T_{\kappa\gamma} = T_{c\gamma} \frac{\sin(\gamma + \theta) \pm \mu \cos(\gamma + \theta)}{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}; \quad (242)$$

$$N_\gamma = T_{c\gamma} \frac{\sin \gamma}{\sin \theta \pm \mu \cos \theta}. \quad (243)$$

Таким образом, общая картина изменения сил, действующих в зацеплении на всех этапах, будет иметь вид, показанный на рис. 46 (при $\theta = 40^\circ$).

Из выражений (240)—(243) и графика (рис. 46) следует, что как на входе, так и на выходе из зацепления, растягивающие и нормальные силы с изменением углов β (на участке $0-1$) и γ (на участке $6-n$) меняются почти линейно. Следовательно, среднее значение нормального к зубу давления на выходе будет значительно меньше, чем на входе, поскольку предельные значения нормального давления на выходе меньше, чем на входе ($N_1 > N_n$). Поэтому если звено будет поворачиваться относительно зуба при входе в зацепление, то износ поверхностей скольжения будет происходить более интенсивно, чем в том случае, когда поворот будет происходить на выходе. Отсюда видно преимущество толкающего способа зацепления, при котором поворот трака относительно зуба происходит именно на выходе. Кроме того, при толкающем способе зацепления рабочие профили зубьев и цевок можно делать

прямыми, что обеспечивает снижение контактных давлений и дополнительное повышение износостойкости элементов зацепления.

На рис. 47 показаны характерные моменты взаимодействия цевки с зубом, зафиксированные методом скоростной киносъемки, для случая движения с эксплуатационными тяговыми усилиями (слева) и движения с минимальными ($f_m < 0,045$) усилиями (справа).

Из рис. 47 видно, что в эксплуатационном диапазоне нагрузок, т. е. в диапазоне, для которого профилировалось зацепление, скольжение цевки по зубу отсутствует. Цевка, входя в контакт

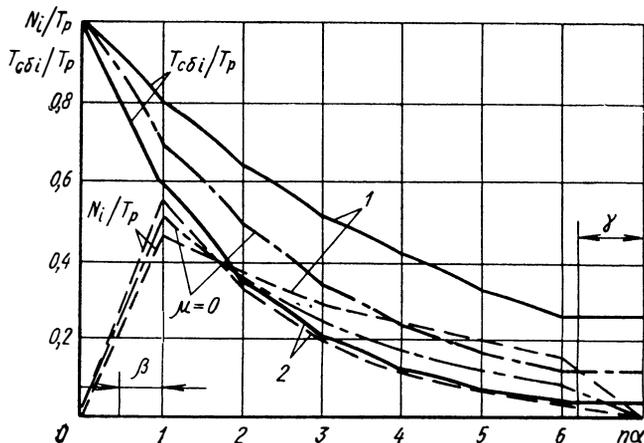


Рис. 46. Изменение растягивающих и нормальных сил на дуге охвата:

1 — скольжение к основанию; 2 — скольжение к вершине

с зубом, соприкасается с ним спрямленной частью рабочего профиля. На выходе из зацепления (последний кадр) происходит поворот цевки относительно зуба, но в это время цевка уже начинает отходить от зуба (нормальные усилия падают от N_n до 0), и практически износа не происходит. При малых же тяговых нагрузках (рис. 47, справа) скольжение цевки происходит как по переднему, так и по тыльному профилю зуба. Скольжение по рабочему профилю является результатом увеличения отношения $\frac{T_{св}}{T_p}$ до значений, соответствующих зоне А (см. рис. 44), когда нарушается равновесие цевки и происходит ее перемещение к основанию. При этом, чем больше шаг гусеницы по сравнению с номинальным, тем больше скольжение. При значительном износе шарниров скольжение охватывает и тыльный профиль зуба.

При очень малых тяговых усилиях и увеличенном шаге (γ изношенных гусениц) скольжение может быть очень большим, захватывая до 25—35% профиля зуба.

Упор цевки в тыльную сторону зуба при толкающем способе зацепления не приводит к заметному износу, так как поворот ее относительно зуба происходит при малых нормальных давлениях. Скольжение же по рабочему профилю — явление нежелательное, особенно при использовании тянущего зацепления. В последнем случае цевка скользит по зубу с поворотом, что приводит к значительному износу обоих элементов зацепления. По этой причине износ шарнирных соединений гусеничной цепи сказывается на интенсивности износа ведущих колес и элементов зацепления гусеницы.

Оценку степени совершенства зацепления и правильности выбранных параметров или, наоборот, выбор параметров зацепления проектируемой машины по предполагаемым условиям ее эксплуатации удобно проводить по диаграмме зацепления (рис. 48). В правой части диаграммы показана зависимость угла давления от отношения усилий в свободной и рабочей ветвях, в левой — зависимость отношения $\frac{T_{св}}{T_p}$ от тягового усилия при различных значениях предварительного статического натяжения и соответствующем расположении ведущего колеса, внизу — зависимость тягового усилия от полного веса машины или поезда при разных сопротивлениях движению. Зная вес машины и вероятные дорожные условия ее эксплуатации, а также величину статического натяжения гусеницы, по диаграмме можно найти требуемый угол давления, при котором не будет происходить скольжение элементов зацепления.

Из диаграммы зацепления видно, что для гусеничных движителей, имеющих заднее расположение ведущего колеса, диапазон равновесного состояния зацепления несколько шире, чем при

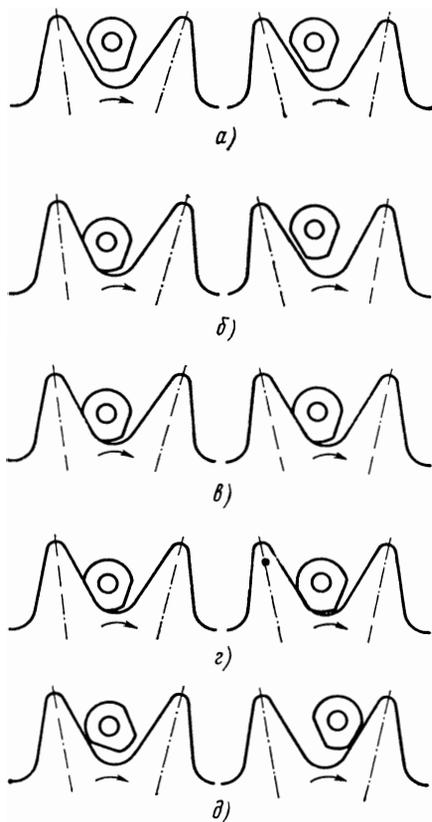


Рис. 47. Характер взаимодействия цевки жесткого шарнира с зубом: слева при расчетных эксплуатационных нагрузках, справа при малых тяговых усилиях ($f_T < 0,045$); а—д — положения на первом — пятом зубьях дуги охвата

переднем расположении, так как кривая функции $\frac{T_{св}}{T_p} = f(P_{вк})$ располагается более полого, что способствует уменьшению пределов изменения отношения $\frac{T_{св}}{T_p}$ при одинаковом изменении $P_{вк}$. Данное положение является следствием рассмотренной в гл. I

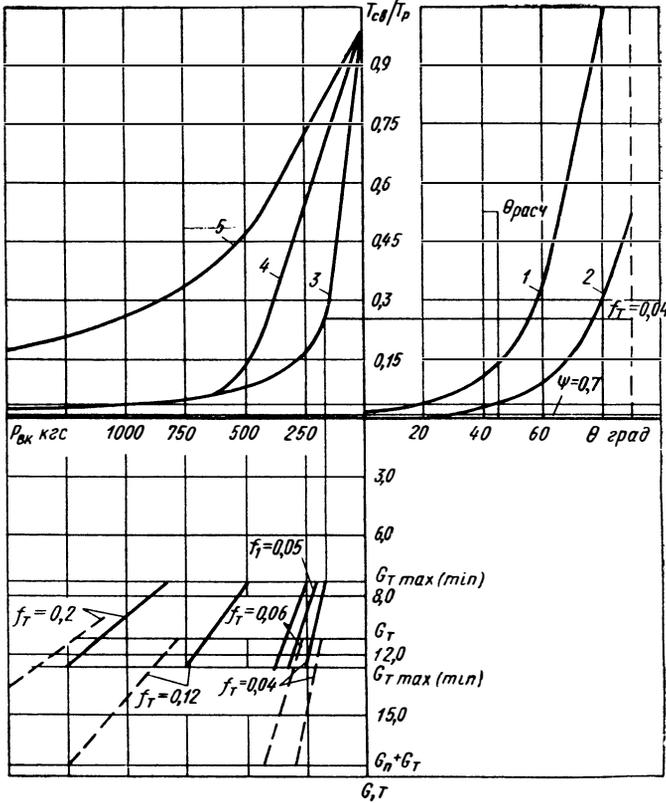


Рис. 48. Диаграмма зацепления:

1 — скольжение цевки к основанию; 2 — скольжение к вершине; 3 — при переднем расположении ведущего колеса и $T_c = 200$ кгс; 4 — то же при $T_c = 500$ кгс; 5 — при заднем расположении ведущего колеса и $T_c = 500$ кгс; — — — без прицепа; - - - с прицепом

закономерности падения натяжения $T_{св}$ в двигателях с разными схемами расположения ведущего колеса [см. формулу (14)].

Соответственно и влияние предварительного статического натяжения на работу зацепления сказывается меньше при заднем расположении ведущих колес.

Из изложенного ясно, что для одних и тех же режимов эксплуатации и значений статического натяжения угол давления должен быть различным для обводов с передним и задним располо-

жениями ведущего колеса. При переднем расположении ведущего колеса оптимальный угол давления меньше, чем при заднем, в среднем на 8—10° для тяговых машин.

2. ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ГУСЕНИЦ НА ХАРАКТЕР ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В случае продольной податливости гусениц шаг трака по мере его продвижения по дуге охвата изменяется. Изменение шага приводит к скольжению цевки по зубу, при этом скольжение будет, очевидно, тем больше, чем значительнее перепад усилий в рабочей и свободной ветвях и чем меньше продольная жесткость гусеницы. Найдем соотношения между усилиями, действующими на шарнир, и определим величину скольжения цевки.

Схема сил, действующих на цевку i -го упругого шарнира, показана на рис. 49. Инерционными силами ввиду их малости пренебрегаем. Проектируя все силы на оси x и y , имеем:

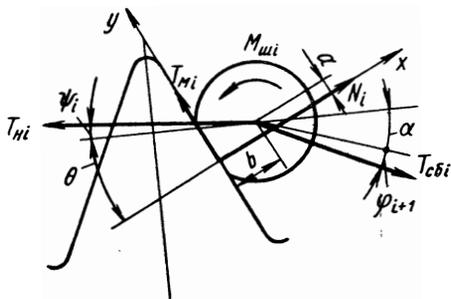


Рис. 49. Силы, действующие на цевку упругого шарнира

$$\left. \begin{aligned} N_i + T_{cbi} \cos(\alpha + \theta + \psi_{i+1}) - T_{ni} \cos(\theta + \psi_i) &= 0; \\ T_{ni} \sin(\theta + \psi_i) - T_{cbi} \sin(\alpha + \theta + \psi_{i+1}) + M_{ui} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (244)$$

Вследствие непрерывного перемещения цевки по зубу, что и обуславливает появление угла ψ_i , касательная сила будет всегда связана с нормальным давлением зависимостью

$$T_{mi} = \mu N_i.$$

Выражая нормальную силу через остальные в каждом из уравнений системы (244) и приравнявая левые части этих выражений, получаем зависимость между растягивающими шарнир усилиями:

$$T_{cbi} = T_{ni} \frac{\sin(\theta + \psi_i) + \mu \cos(\theta + \psi_i)}{\sin(\alpha + \theta + \psi_{i+1}) + \mu \cos(\alpha + \theta + \psi_{i+1})}. \quad (245)$$

Данная зависимость аналогична выражению (233), выведенному для жесткого шарнира, когда он находится в состоянии равновесия, и принимает вид выражения (233) при $\psi_i = \psi_{i+1} = 0$.

Зная соотношение между растягивающими усилиями, из уравнения (244) можно найти нормальное давление

$$N_i = T_{cbi} \frac{\sin(\alpha - \psi_i + \psi_{i+1})}{\sin(\theta + \psi_i) + \mu \cos(\theta + \psi_i)}. \quad (246)$$

Данное выражение также соответствует подобному выражению (237) для жесткого шарнира. Используя уравнение (245) и имея в виду, что $T_{c\delta_i} = T_{H_{i+1}}$, а $T_{c\theta} = T_n$ и $T_p = T_{H_1}$, можно выразить текущие растягивающие и нормальные усилия через рабочее натяжение.

Эту зависимость можно записать в общем виде:

$$T_{c\delta_i} = T_p \quad \text{E} \quad \frac{\sin(\theta + \psi_j) + \mu \cos(\theta + \psi_j)}{\sin(\alpha + \theta + \psi_{j+1}) + \mu \cos(\alpha + \theta + \psi_{j+1})}, \quad (247)$$

$j=1, 2, \dots, i$

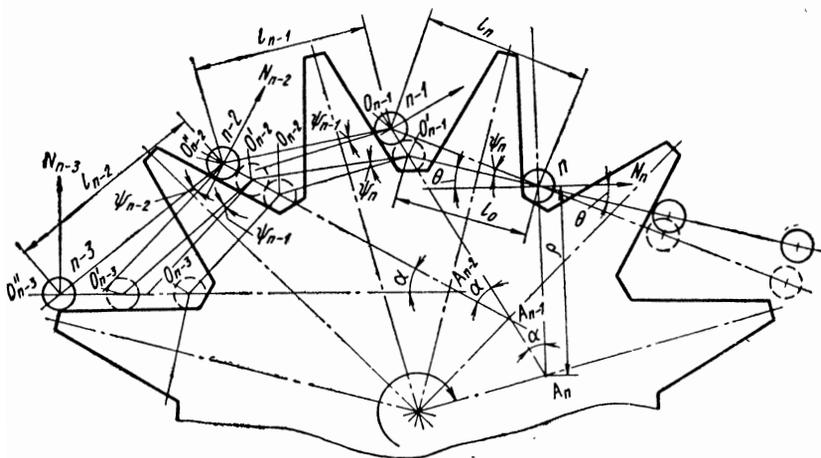


Рис. 50. Положение упругого шарнира на дуге охвата

где знаком E в отличие от Σ обозначено произведение сомножителей, в которых j принимает значение от 1 до i .

Нормальное усилие на каждом зубе

$$N_i = T_p \frac{\sin(\alpha - \psi_i + \psi_{i+1})}{\sin(\theta + \psi_i) + \mu \cos(\theta + \psi_i)} \times$$

$$\times \quad \text{E} \quad \frac{\sin(\theta + \psi_j) + \mu \cos(\theta + \psi_j)}{\sin(\alpha + \theta + \psi_{j+1}) + \mu \cos(\alpha + \theta + \psi_{j+1})}. \quad (248)$$

$j=1, 2, \dots, i$

Для того чтобы определить значения растягивающих и нормальных усилий, необходимо найти угол ψ_i . Он зависит от жесткости гусеницы κ_0 , а также от соотношения усилий $T_{c\theta}$ и T_p .

Чтобы найти угол ψ_i , рассмотрим изменение положения шарнира на дуге охвата. На рис. 50 показана схема перемещения центра шарнира относительно зуба по мере прохождения его по дуге охвата. Войдя в зацепление, цевка первого звена располагается на максимальном удалении от впадины зуба. Ее положение

и определяет величину общего пути скольжения, так как $S_1 = S_{\max}$. У первого звена угол $\psi_i = 0$, у последнего $\psi_{n+1} = -\psi_n$. Шаг цепи меняется по мере продвижения трака и изменения угла

$$l_{0_i} = l_0 \left(1 + \frac{T_{H_i}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right). \quad (249)$$

Для нахождения зависимости между скольжением и текущим шаговым размером, совместим положения цевки на всех зубьях (рис. 51). Из $\triangle KFO$ следует:

$$l_{0_i} = (\rho + S_i) \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \theta + \psi_i)}.$$

Аналогично из $\triangle OAB$

$$l_{0_{i+1}} = (\rho + S_{i+1}) \times \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \theta + \psi_{i+1})}.$$

Тогда отношение соседних шаговых размеров:

$$\frac{l_{0_{i+1}}}{l_{0_i}} = \frac{\rho + S_{i+1}}{\rho + S_i} \times \frac{\cos(\alpha + \theta + \psi_i)}{\cos(\alpha + \theta + \psi_{i+1})}. \quad (250)$$

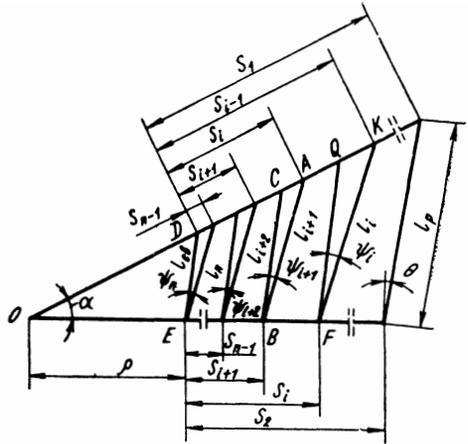


Рис. 51. Схема перемещения шарнира по зубу

Величина ρ , входящая в данное выражение, зависит от геометрических параметров зацепления и силы натяжения свободной ветви:

$$\rho = l_{0_{cs}} \frac{\cos(\alpha + \theta)}{\sin \alpha}.$$

Так как

$$l_{0_{cs}} = l_0 \left(1 + \frac{T_{cs}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right),$$

то, следовательно,

$$\rho = l_0 \left(1 + \frac{T_{cs}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right) \frac{\cos(\alpha + \theta)}{\sin \alpha}.$$

Используя эти выражения и равенство

$$FQ = l_{0_i} \frac{\cos(\alpha + \theta + \psi_i)}{\cos(\alpha + \theta)} = l_{0_{cs}} \left(1 + \frac{S_i}{\rho} \right),$$

получаем

$$S_i = \rho \left[\frac{\kappa_0 F_{\partial} + T_{H_i}}{\kappa_0 F_{\partial} + T_{cs}} \cdot \frac{\cos(\alpha + \theta + \psi_i)}{\cos(\alpha + \theta)} - 1 \right]. \quad (251)$$

Максимальная величина скольжения будет при $i = 1$, так как $S_{\max} = S_1$, т. е.

$$S_{\max} = l_0 \frac{\cos(\alpha + \theta)}{\sin \alpha} \cdot \frac{T_p - T_{c\theta}}{\kappa_0 F_{\partial}}. \quad (252)$$

Из данного уравнения видно, что скольжение увеличивается пропорционально увеличению тягового усилия и уменьшению продольной жесткости гусеницы. Некоторое влияние на величину скольжения оказывает угол давления. При его уменьшении S_{\max} увеличивается.

От места расположения ведущего колеса величина скольжения не зависит, так как отношение $\frac{S_{c\theta}}{T_p}$ в уравнение (252) не входит.

Для нахождения текущих значений сил, действующих на цевку, дополнительно к уравнению (245) необходимо написать второе уравнение, связывающее $T_{c\theta_i}$ и ψ_{i+1} . Его можно получить, рассматривая перемещения шарнира по зубу. Из рис. 51 следует

$$S_i = AC + CD = l_{0,i+1} \frac{\sin \psi_{i+1}}{\cos(\alpha + \theta)} + S_{i+1} \frac{\cos \theta}{\cos(\alpha + \theta)}.$$

Тогда

$$S_{i+1} = \frac{S_i \cos(\alpha + \theta) - l_{0,i+1} \sin \psi_{i+1}}{\cos \theta}.$$

Подставляя это выражение в формулу (250), получаем:

$$\rho + S_i = \frac{\kappa_0 F_{\partial} + T_{H_i}}{\kappa_0 F_{\partial} + T_{c\theta_i}} \left\{ \rho + \frac{\cos(\alpha + \theta + \psi_i)}{\cos(\alpha + \theta + \psi_{i+1})} \times \right. \\ \left. \times \left[S_i \frac{\cos(\alpha + \theta)}{\cos \theta} - l_0 \left(1 + \frac{T_{c\theta_i}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right) \frac{\sin \psi_{i+1}}{\cos \theta} \right] \right\}. \quad (253)$$

Совместное решение уравнений (245) и (253) позволяет определить значения растягивающих сил и углов ψ_i . Зная усилия $T_{c\theta_i}$ и угол ψ_i , можно найти величину скольжения цевки на каждом зубе и нормальные давления на них. Определение сил производится последовательно, начиная с первого зуба и кончая последним. Сначала решается система уравнений (245) и (253) для первого зуба, для которого исходными данными являются: $\psi_1 = 0$; $T_{H_1} = T_p$; $S_1 = S_{\max}$. Найденные в результате решения значения $T_{c\theta_1}$ и ψ_2 позволяют найти S_2 по формуле (251). Полученные значения S_2 , $T_{c\theta_1} = T_{H_2}$ и ψ_2 принимаются как исходные для системы уравнений (245) и (253), отнесенной ко второму зубу. Таким образом, находят усилия и скольжение на всех зубьях.

Анализ изменения сил в зацеплении для упругого шарнира по сравнению с жестким показывает, что даже при значительной величине скольжения, когда $\kappa_0 \leq 1000 \div 1200 \text{ кгс/см}^2$, расхождение значений усилий для жесткого и упругого шарниров несу-

щественно ($\sim 0,5-1,0\%$). При увеличении продольной жесткости разница получается еще меньшей. Это позволяет при расчетах зубьев на прочность и износ использовать более простые выражения (229) и (230), полученные для жесткого шарнира.

Преыдуший анализ исходил из предпосылки о постоянном скольжении цевки по профилю зуба. Возникает вопрос о существовании условий, при которых упругий шарнир находится в равновесном положении без скольжения. Скольжение — основная причина износа контактирующих элементов зацепления, поэтому данный вопрос является важным с практической точки зрения.

На рис. 52 показано положение шарнира при отсутствии скольжения. В отличие от жесткого шарнира в этом случае на каждый упругий шарнир действуют силы T_p как со стороны сбегающего, так и набегающего участков ветвей ввиду того, что шаг всех траков равен $l_{0_i} = l_{0_1}$.

Как можно видеть из схемы сил, действующих на цевку, неподвижность ее будет обеспечена только в том случае, когда сумма проекций всех сил на касательную к зубу в точке контакта его с цевкой не будет превышать μN . Следовательно, условие неподвижности цевки имеет вид

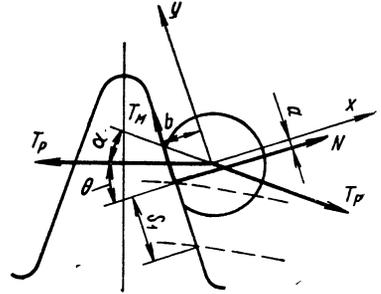


Рис. 52. Равновесие упругого шарнира при отсутствии скольжения

$$\mu N + T_p \sin \theta \geq T_p \sin (\alpha + \theta). \quad (254)$$

Нормальная сила в этом случае

$$N = T_p [\cos \theta - \cos (\alpha + \theta)]. \quad (255)$$

Подставляя выражение (255) в неравенство (254), получим соотношение между углами, определяющими профиль зуба, и коэффициентом трения, при котором будет отсутствовать скольжение:

$$\mu \geq \frac{\sin (\alpha + \theta) - \sin \theta}{\cos \theta - \cos (\alpha + \theta)}. \quad (256)$$

Из выражения (256) следует, что при значениях коэффициента трения $\mu = 0,15-0,25$, соответствующих применяемым в настоящее время материалам венцов и звеньев, для устранения скольжения необходимо угол давления принимать равным не менее 60° , что не может быть признано рациональным. В этом случае высота зуба была бы слишком малой, и устойчивость (а также надежность) зацепления была бы неудовлетворительной.

Соответствующий анализ показывает, что условие равновесия на последнем зубе в отличие от выражения (256) предполагает, наоборот, уменьшение угла давления, т. е. несовместимо с условием (256).

Все это говорит о невозможности создания условий для силового равновесия упругого шарнира только за счет геометрических параметров цевочного зацепления.

3. ГУСЕНИЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ С ПОДПОРОМ ТРАКОВ

При использовании в движителе ленточных гусениц или гусениц с двойными шарнирами (например, гусениц с так называемым параллельным резино-металлическим шарниром) цевочное

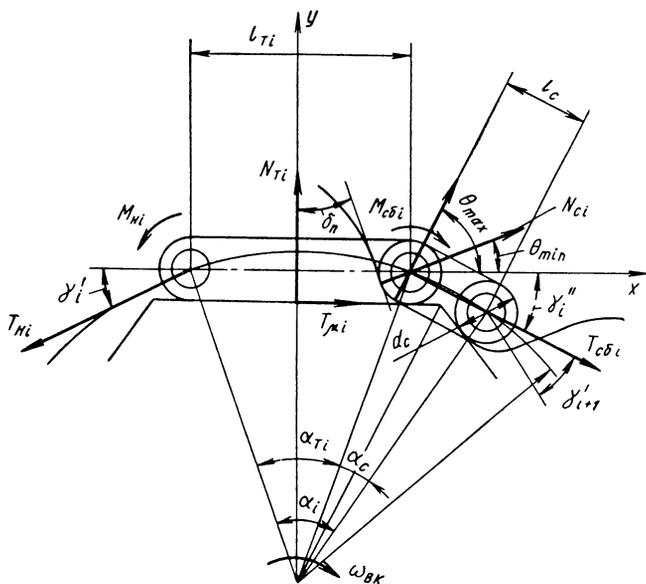


Рис. 53. Силы, действующие в зацеплении с подпором

зацепление не обеспечивает устойчивого положения плиты или трака на зубе.

Положение гусеницы на дуге охвата в этом случае становится неопределенным вследствие возможности относительного перемещения звеньев в нескольких направлениях.

Поэтому конструкцией ведущего колеса при зацеплении с такими гусеницами обычно предусматривается принудительная стабилизация (подпор) плиты или трака, а в ряде случаев и соединительной скобы. Подпор осуществляется установкой специальных барабанов на ступицах (для ленточных гусениц) или опорных площадок на зубьях (для гусениц с резино-металлическим шарниром). Помимо стабилизации положения трака, опорные площадки разгружают зубья ведущих колес, так как передают часть крутящего момента. Благодаря этому они обеспечивают более легкие условия для работы зацепления, способствуя повышению его долговечности.

Рассмотрим взаимодействие элементов зацепления с подпором и определим основные кинематические и силовые зависимости для этого случая.

Схема сил, возникающих в процессе зацепления, показана на рис. 53. Угол давления в зависимости от геометрии переднего профиля может изменяться от θ_{\min} до θ_{\max} . Если профиль зуба прямой и скоба не ложится во впадину, то $\theta = \theta_{\min}$. Если скоба в процессе зацепления ложится во впадину, то угол давления может увеличиваться до $\theta_{\max} = \frac{\pi - \alpha}{2}$. По мере износа, как показывают проведенные испытания, профили зубьев и скоб выравниваются и угол давления уменьшается, постепенно приближаясь к θ_{\min} , поэтому при анализе зацепления этот угол можно считать постоянным и равным половине угла заострения зуба.

Вследствие податливости гусеницы углы γ'_i и γ''_i не равны, так же как и центральные углы $\alpha_i = \alpha_{mi} + \alpha_c$ на разных зубьях. Однако разница между углами γ'_i и γ''_i настолько незначительна, что можно принять $\gamma'_i = \gamma''_i = \frac{\alpha_i}{2}$.

Тогда можно написать зависимость, связывающую диаметр окружности шарниров с шагом цепи $l_{0i} = l_{mi} + l_c$ и центральным углом α_i :

$$l_{mi} + l_c \cos \frac{\alpha_i}{2} = \sin \frac{\alpha_i}{2} \sqrt{D_{ui}^2 - l_c^2}. \quad (257)$$

Так как

$$l_{mi} = l_{m_0} \left(1 + \frac{T_{H_i}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right),$$

то

$$D_{ui} = \sqrt{\left[\frac{l_{m_0} \left(1 + \frac{T_{H_i}}{\kappa_0 F_{\partial}} \right) + l_c \cos \frac{\alpha_i}{2}}{\sin \frac{\alpha_i}{2}} \right]^2 + l_c^2}, \quad (258)$$

где l_{m_0} — номинальный размер.

Выражение (258) показывает, что диаметр окружности шарниров должен быть согласован с величиной растягивающей нагрузки. Практически диаметр можно выбрать для какого-нибудь одного значения силы. Изменение же шага цепи (при уменьшении или увеличении растягивающей нагрузки) должно компенсироваться скольжением траков по опорным площадкам, поэтому впадины между зубьями должны иметь уширение, величина которого обеспечит вход и выход скобы из зацепления как в тяговом, так и в тормозном режимах. Полагая растягивающую нагрузку в рабочей ветви максимальной (равной $T_{p \max}$), получим выражение для определения величины уширения впадины:

$$b_{en} \geq d_c + l_c + \frac{n l_0 (T_{p \max} - T_{c \theta \min})}{\kappa_0 F_{\partial}}. \quad (259)$$

Оптимальной величиной расчетного натяжения при выборе диаметра $D_{ш}$ по уравнению (258) будет $T_{св \min}$. Если за расчетную брать нагрузку $T_{расч} > T_{св \min}$, то на режимах при $T_{св} < T_{расч}$ ведущим будет последний зуб, и срыв скобы будет происходить при значительной нормальной силе $N_{с_i}$.

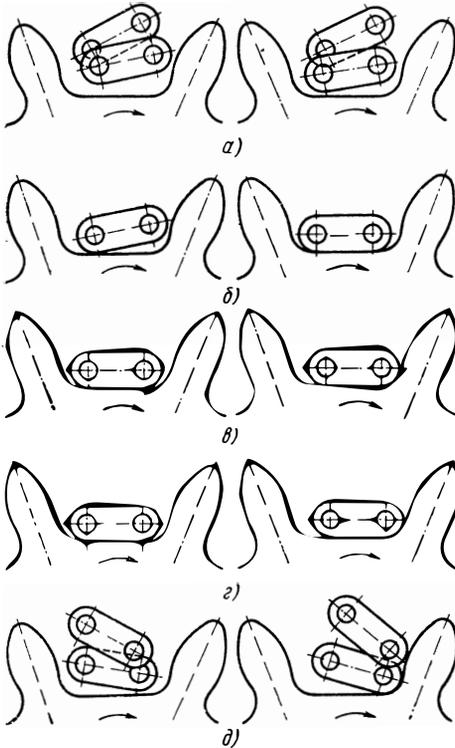


Рис. 54. Положение соединительной скобы гусеницы с параллельным резино-металлическим шарниром при наличии подпора у плец:

слева при $f_T = 0,052$, справа при $f_T = 0,22$;
 а-д — положения на первом-пятом зубьях дуги охвата

мещаться относительно ведущего колеса до тех пор, пока в контакт не войдут зубья со скобами. Тяговое усилие, передаваемое площадками, останется неизменным, а все избыточное усилие будет передаваться на гусеницу зубьями (рис. 54, справа).

Следовательно, для того чтобы найти конечные зависимости, необходимо предварительно определить силы, возникающие в зацеплении от действия только опорных площадок.

Предельное значение касательной силы $T_{\mu i}$, которая обеспечивает передачу крутящего момента, будет $T_{\mu i \max} = \mu N_{m_i}$.

Найдем значения сил, действующих в зацеплении (см. схему на рис. 53). Определить все текущие силы $N_{с_i}$, $T_{н_i}$, $T_{сб_i}$, N_{m_i} , $T_{м_i}$ по значениям натяжений в рабочей и свободной ветвях и геометрическим параметрам зацепления невозможно. Реализация тягового усилия двумя элементами зацепления (опорной площадкой и зубом) делает задачу неопределенной. Однако ее можно решить последовательно, исходя из следующих соображений.

При относительно небольших тяговых нагрузках крутящий момент может целиком передаваться опорными площадками (рис. 54, слева). Максимальная величина крутящего момента, передаваемого опорными элементами, определяется натяжением в ветвях и коэффициентом трения траков по опорным площадкам. Если сила $P_{вк}$ превысит максимально реализуемую площадками величину, то траки начнут пере-

Принимая $\frac{\alpha_i}{2} = \frac{\alpha}{2}$, запишем уравнения силового равновесия трака (рис. 53)

$$\mu N_{T_i} + T_{c\delta_i} \cos \frac{\alpha}{2} - T_{H_i} \cos \frac{\alpha}{2} = 0;$$

$$N_{T_i} - T_{H_i} \sin \frac{\alpha}{2} - T_{c\delta_i} \sin \frac{\alpha}{2} = 0.$$

Отсюда

$$T_{c\delta_i} = T_{H_i} \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \sin \frac{\alpha}{2}};$$

$$N_{T_i} = \sin \frac{\alpha}{2} (T_{H_i} + T_{c\delta_i}).$$

Растягивающие усилия на смежных траках равны, поэтому растягивающую нагрузку на любом зубе можно выразить через натяжение в рабочей или свободной ветвях аналогично случаю, рассмотренному выше. При этом надо иметь в виду, что начало входа в зацепление скобы и начало входа трака в контакт с опорной площадкой сдвинуты по времени ($\tau = \frac{\alpha_c}{\omega_{вк}}$). Чтобы найти полное окружное усилие, передаваемое опорными площадками, за начальное положение следует взять такое, при котором нормальная нагрузка на первой площадке достигает своего максимального значения, т. е. как бы заканчивается вход трака в зацепление с опорной площадкой.

Тогда

$$T_{c\delta_i} = T_p \left(\frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^i. \quad (260)$$

Натяжение в свободной ветви на основании этого:

$$T_{cs} = T_p \left(\frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^n,$$

где n — число опорных площадок в зацеплении.

Максимальное тяговое усилие, передаваемое опорными площадками, найдем как разность между растягивающими нагрузками в рабочей и свободной ветвях:

$$P_{(он) вк} = T_{cs} \left[\left(\frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^n - 1 \right]. \quad (261)$$

Из полученного выражения видно, что тяговое усилие, передаваемое опорными площадками, прямо пропорционально натяжению в свободной ветви и зависит от количества площадок, находящихся в зацеплении, и коэффициента трения.

С увеличением количества площадок тяговое усилие возрастает, приближаясь при $n \rightarrow \infty$ к значению, определяемому формулой Эйлера

$$P_{(on) \text{ вк}} = T_{c\theta} (e^{\mu\alpha_{охв}} - 1), \quad (262)$$

где $\alpha_{охв}$ — угол охвата.

Данное выражение справедливо для ленточных гусениц, у которых при наличии опорных барабанов n бесконечно велико. Сравнивая выражения (261) и (262), можно заметить, что при одном и том же коэффициенте трения тяговое усилие, передаваемое опорными элементами, у ленточных гусениц на 10—40% выше, чем у звенчатых. Помимо этого, дополнительное увеличение силы $P_{(on) \text{ вк}}$ происходит также и за счет того, что коэффициент трения резины по металлу выше, чем металла по металлу.

Натяжение в свободной ветви в упругом обводе при переднем расположении ведущего колеса в несколько раз меньше, чем при заднем. Следовательно, эффективность подпора будет выше в случае заднего расположения ведущих колес.

Так как сила $T_{c\theta}$ изменяется при изменении тяговой нагрузки, то для определения максимально возможного значения $P_{(on) \text{ вк}}$ необходимо уравнение (261) решить совместно с уравнением $T_{c\theta} = f(P_{\text{вк}})$. Воспользуемся для этой цели выражением (14). В результате имеем

$$P_{(on) \text{ вк max}} = T_c \frac{q_0^n - 1}{1 + \frac{q_0^n - 1}{\frac{l_{c\theta}}{l_p} + 1}}, \quad (263)$$

где

$$q_0^n = \frac{\cos \frac{\alpha}{2} + \mu \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (264)$$

Из выражения (263) следует, что максимальная тяговая нагрузка, передаваемая опорными площадками, зависит главным образом от предварительного статического натяжения и соотношения длин рабочей и свободной ветвей. Это и определяет преимущество заднего расположения ведущего колеса.

Обозначим отношение длины короткой ветви обода к длинной через z_L . Тогда отношение максимальных тяговых усилий для случаев заднего и переднего расположения ведущего колеса будет:

$$\frac{P_{(on) \text{ вк з}}}{P_{(on) \text{ вк н}}} = \frac{z_L + q_0^n}{1 + z_L q_0^n}. \quad (265)$$

Для современных гусеничных движителей $z_L = 0,12 \div 0,14$, а $n = 5 \div 6$. Следовательно, величина отношения (265) лежит в пределах 1,35—1,55. Таким образом, в случае заднего расположения ведущего колеса тяговое усилие за счет подпора трака на 35—55% выше, чем при переднем расположении. Абсолютная величина тягового усилия, передаваемого опорными элементами, довольно значительная. Так, при статическом натяжении 2000 кгс, характерном для упругих обводов современных машин, тяговое усилие, передаваемое опорными элементами гусеничной машины весом 35 т, при переднем ведущем колесе составляет 750 кгс, а при заднем — 1240 кгс, т. е. обеспечивает движение машины без участия основных элементов зацепления при сопротивлении движению соответственно до $f_m = 0,035$ и $0,055$ ($\eta_{сд} = 0,8$).

При меньшем весе машины движение только за счет тяги от опорных площадок может осуществляться при значительно больших сопротивлениях, так как абсолютная величина силы $P_{(он) \text{ вк}}$ не зависит ни от веса машины, ни от жесткости гусеничной цепи. Например, движение машины весом 16 т при переднем расположении ведущего колеса за счет момента, реализуемого только подпором, возможно при коэффициенте сопротивления до 0,07.

При одновременной работе опорных площадок и зубьев, когда $P_{\text{вк}} > P_{(он) \text{ вк}}$, усилие, передаваемое площадками, будет меньше, чем определяемое по выражению (263), ввиду уменьшения силы $T_{св}$ при увеличении силы $P_{\text{вк}}$. В этом случае тяговое усилие, передаваемое опорными элементами, будет определяться выражением (261). Подставляя в него силу $T_{св}$ из выражения (14), получаем

$$P_{(он) \text{ вк}} = \left(T_c - \frac{P_{\text{вк}}}{1 + z_L} \right) (q_o^n - 1). \quad (266)$$

Из данного выражения можно видеть, что с увеличением силы $P_{\text{вк}}$ эффективность подпора заметно уменьшается.

После того, как найдены силы, обусловленные подпором трака, можно определить суммарные усилия, исходя из того, что растягивающие нагрузки складываются из двух составляющих, являющихся результатом взаимодействия трака с опорной площадкой и скобы с зубом. Поскольку закономерности передачи тягового усилия скобой такие же, как и при передаче усилия цевкой, рассмотрение последней составляющей в данном случае не обязательно.

Однако при этом следует иметь в виду, что из-за упругости гусеницы при относительно невысоких тяговых усилиях скоба может отойти от рабочего профиля зуба значительно раньше, чем наступит момент выхода ее из зацепления, т. е. передача зубом тягового усилия будет осуществляться не на всей, а только на части дуги охвата. В связи с этим в расчетные формулы нужно вводить скорректированное количество зубьев, участвующих в зацеплении.

От величины тяговой нагрузки зависит и величина скольжения скобы по зубу и по впадине. Характер взаимодействия элементов зацепления в упругом обводе при различных нагрузках и режимах движения неодинаков. Если при отсутствии скольжения скобы

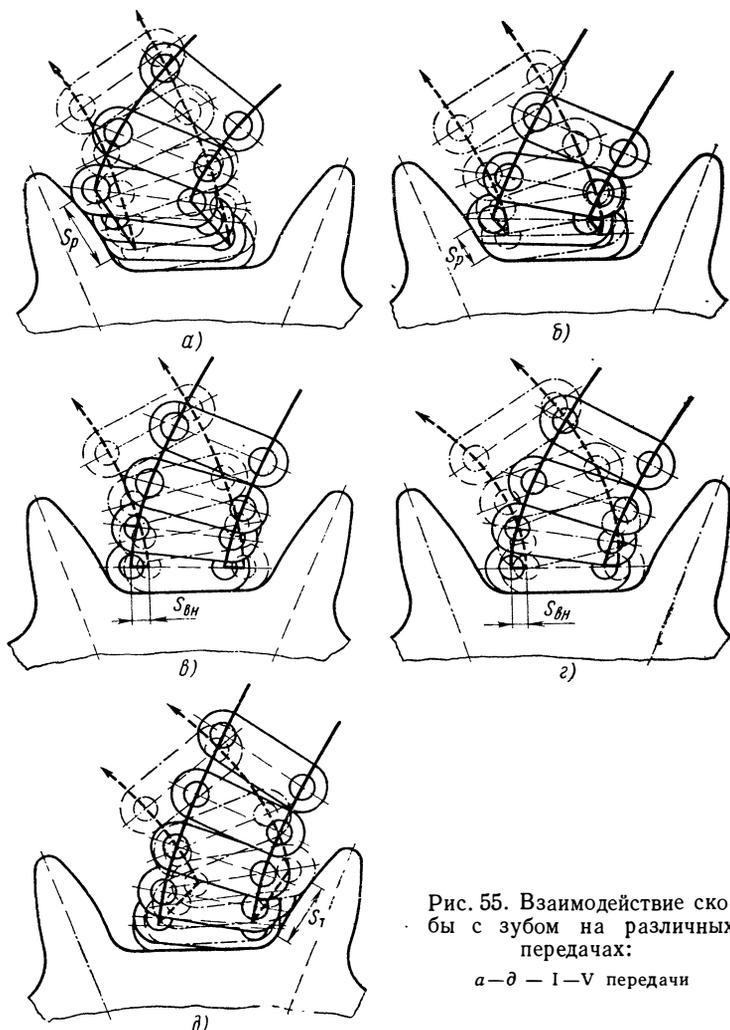


Рис. 55. Взаимодействие скобы с зубом на различных передачах:
а-д — I-V передачи

по впадине ($P_{вк} \leq P_{(он) вк}$), траектория оси шарнира в его движении относительно ведущего колеса имеет вид двух сомкнутых эвольвент, а точнее кривых, состоящих из сочлененных дуг окружностей, радиусы которых кратны шагу гусеницы, то при наличии скольжения ось шарнира движется по петлеобразной кривой.

На рис. 55 в качестве примера схематически представлены некоторые результаты экспериментального исследования кинема-

тики зацепления гусеницы с резино-металлическими упругими шарнирами.

В случае оптимального соотношения параметров зацепления и условий работы машины (усилия в рабочей и свободной ветвях обвода, продольная жесткость гусеницы, начальный шаг цепи, уширение впадины между зубьями и т. д.) положение скобы относительно зуба в процессе зацепления сохраняется относительно стабильным. Она контактирует с зубом в одном месте, у его основания, и весь период прохождения по дуге охвата воспринимает

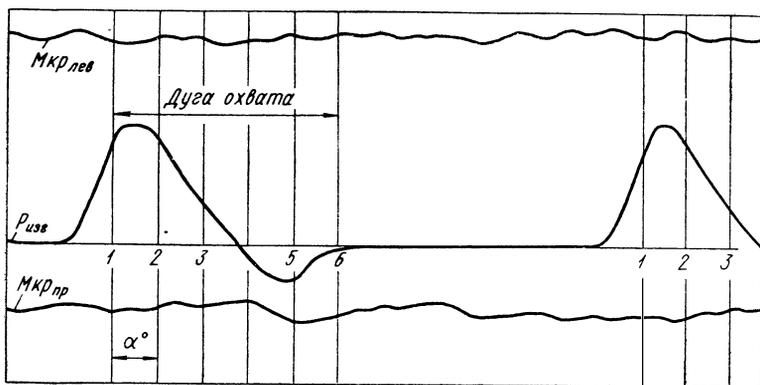


Рис. 56. Изменение усилия на зубе $P_{изг}$ при перемещении скобы от рабочего профиля зуба к тыльному

тяговое усилие. Скольжения по основанию впадины нет или оно незначительно (на III—IV передачах).

При изменении скорости и тягового усилия характер входа и выхода скобы из зацепления меняется. При значительных тяговых нагрузках (I передача) из-за вытяжки гусеницы скоба скользит по рабочему профилю. Величина скольжения S_p в зависимости от типа грунта (сопротивления движению) может достигать до 10—15 мм.

При уменьшении тягового усилия (II—IV передачи) скольжение по рабочему профилю (S_p) уменьшается, и при малых тяговых нагрузках (V передача) скоба настолько отходит от рабочего профиля, что скольжение начинается уже на тыльном профиле (S_m). При этом зуб получает нагрузку противоположного знака (рис. 56). Так как передаваемый крутящий момент остается неизменным (на рис. 56 моменты на правом и левом ведущих колесах обозначены соответственно $M_{кр лев}$ и $M_{кр прав}$), то, следовательно, появление отрицательного окружного усилия на последние зубья должно компенсироваться увеличением нагрузки на зубья начальной части дуги охвата. Упор скобы в тыльный профиль приводит к его износу и, кроме того, к увеличению потерь мощности в зацеплении, так как в отличие от жесткого шарнира при зацеплении упругих шарниров отрицательное давление на зуб может быть значительным

и в некоторых режимах движения даже сопоставимым с рабочим давлением на передний профиль.

Изменение положения скобы во впадине происходит и при маневрировании машины, так как при повороте происходит перераспределение усилий в ветвях в правой и левой гусеницах.

При этом на забегающей стороне скольжение по рабочему профилю возрастает по сравнению с прямолинейным движением, а на отстающей — уменьшается или даже возникает скольжение по тыльному профилю (в зависимости от момента сопротивления повороту).

Рассмотренный характер взаимодействия элементов зацепления упругого обвода одинаков как при наличии подпора у траков,

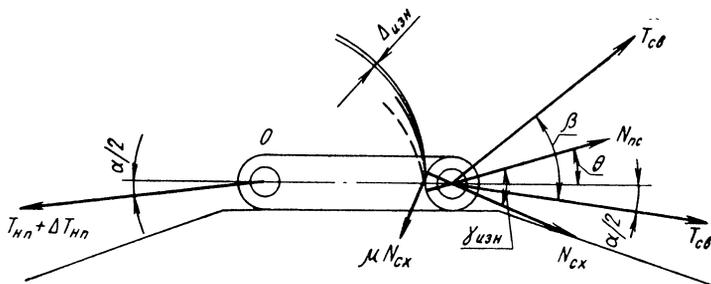


Рис. 57. Силы, действующие при подхвате гусеницы

так и у цевки или скобы, поскольку сущность процесса от этого не меняется. Определяющим фактором при этом является, как уже отмечалось выше, продольная податливость гусеницы.

Податливость шарниров является причиной того, что усилие от набегающей ветви на последнем зубе при использовании упругих гусениц больше, чем при использовании жесткого шарнира. Соответственно больше и нормальная сила. Вследствие этого сход скобы с зуба затруднен. При больших значениях силы $P_{вк}$ может произойти подхват скобы на зубе, т. е. принудительное ее движение по окружности вместе с ведущим колесом, а не по траектории дуговой ветви. Данное явление усугубляется еще тем, что при относительно постоянном диаметре $D_{изн}$ (при наличии подпора) износ зубьев происходит в одном и том же месте (у основания), образуя углубление, которое механически дополняет подхват. Схема действующих сил для этого случая показана на рис. 57, где β — угол, соответствующий дуге подхвата, а $\gamma_{изн}$ — дополнительное изменение угла давления на выходе за счет износа профиля.

Условие схода скобы с зуба определяется равенством моментов относительно оси O шарнира. Следовательно, скоба сойдет с зуба только в том случае, если

$$T_{св} \sin \left(\beta - \frac{\alpha}{2} \right) \geq N_{сх} \sin (\gamma_{изн} - \theta) +$$

$$+ \mu N_{cx} \frac{l_{0i} - d_c}{l_{0i}} \cos(\gamma_{изн} - \theta),$$

где l_{0i} — шаг гусеницы при нахождении трака на i -м зубе;
 d_c — размер скобы (см. рис. 53).

Нормальную силу на зубе во время схода можно найти из уравнения проекций всех сил на продольную ось n -го трака. Так как приращение набегающего усилия на последнем зубе (при сходе)

$$\Delta T_n = \frac{\kappa_0 F_{\partial} \Delta_{изн}}{l_0 (n-1)},$$

то

$$N_{cx} = \frac{\left[T_{Hn} + \frac{\kappa_0 F_{\partial} \Delta_{изн}}{l_0 (n-1)} \right] \cos \frac{\alpha}{2} - T_{св} \cos \left(\beta - \frac{\alpha}{2} \right)}{\cos(\gamma_{изн} - \theta) - \mu \sin(\gamma_{изн} - \theta)}.$$

Условие схода

$$\begin{aligned} T_{св} \left\{ \sin \left(\beta - \frac{\alpha}{2} \right) [\cos(\gamma_{изн} - \theta) - \mu \sin(\gamma_{изн} - \theta)] + \cos \left(\beta - \frac{\alpha}{2} \right) \right\} \times \\ \times \left[\sin(\gamma_{изн} - \theta) + \mu \frac{l_n - d_c}{l_n} \cos(\gamma_{изн} - \theta) \right] \geq \left[T_{Hn} + \frac{\kappa_0 F_{\partial} \Delta_{изн}}{l_0 (n-1)} \right] \times \\ \times \left[\sin(\gamma_{изн} + \theta) + \mu \frac{l_n - d_c}{l_n} \cos(\gamma_{изн} - \theta) \right] \cos \frac{\alpha}{2}. \end{aligned}$$

Значения составляющих, заключенных в квадратные скобки, в течение процесса схода не меняются, поэтому момент схода определяется соотношением сил и углом (дугой) подхвата β . Ввиду того, что первый член правой части больше второго, то при $T_{Hn} > T_{св}$ выведенное условие может быть выполнено только в случае $\beta > \frac{\alpha}{2}$. При этом, чем больше износ зуба $\Delta_{изн}$, тем больше угол β , т. е. дуга подхвата. Соотношение между силами T_{Hn} и $T_{св}$ (или T_p и $T_{св}$) также имеет существенное значение при сходе. Чем меньше отношение $\frac{T_{св}}{T_{Hn}}$ (или $\frac{T_{св}}{T_p}$), тем более затруднен выход. Так как $\frac{T_{св}}{T_p}$ меньше в случае переднего расположения ведущего колеса, то такое расположение с точки зрения выхода скоб из зацепления менее рационально.

4. УДАР В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Звенчатость гусеничной цепи обуславливает неравномерность ее перематывания и периодическое изменение продольной и поперечной составляющих скоростей шарниров относительно зубьев ведущих колес во время перехода траков с провисающих на дуговые ветви. В связи с этим при входе трака в зацепление его контакт с зубом сопровождается мгновенным изменением скорости

у заднего (по ходу ветви шарнира) [2]. Продольная составляющая скорости шарнира в данный момент остается неизменной, равной ее минимальному значению $v_{прод} = \frac{\omega D_{ш}}{2} \cos \frac{\alpha}{2}$, а поперечная составляющая скачком возрастает на величину $v_{y\partial} = \frac{\omega D_{ш}}{2} \times \sin \frac{\alpha}{2}$ для случая движения шарнира, следующего за входящим в зацепление шарниром по траектории ветви ($v_{ш} = 0$), и на величину $v_{y\partial} = \omega D_{ш} \sin \frac{\alpha}{2}$ для случая поступательного движения этого же трака ($v_{ш} = \frac{\omega D_{ш}}{2} \sin \frac{\alpha}{2}$).

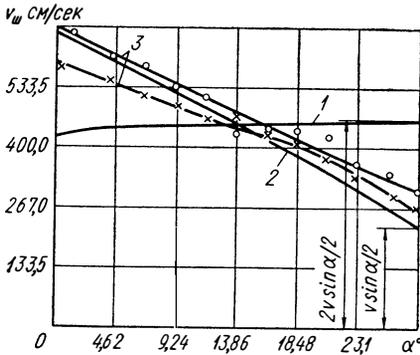


Рис. 58. Изменение поперечной составляющей скорости шарнира, входящего в зацепление (при скорости движения $v = 40$ км/ч):

1 — теоретическое при движении трака поступательно; 2 — теоретическое при движении шарнира по траектории ветви; 3 — действительное, определенное экспериментально

$$v_{y\partial} = k_v \frac{\omega D_{ш}}{2} \sin \frac{\alpha}{2} = k_v v \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (267)$$

где k_v — коэффициент, учитывающий поперечные перемещения траков, входящих в зацепление.

Коэффициент k_v , так же как и в случае соударения трака с направляющим колесом, является переменной величиной. С увеличением скорости он уменьшается. Если для тракторов его величина находится в пределах 1,7—1,9, то для быстроходных гусеничных машин он равен 1,1—1,3.

На рис. 59 показана экспериментальная зависимость ударного импульса ($S_{y\partial} = m_{пр} v_{y\partial}$) от скорости движения для различных конструктивных схем и параметров зацепления. Из графика видно, что влияние места расположения ведущего колеса (переднее или заднее), так же как и угла давления, значительно меньше, чем коэффициента k_v . От изменения величины k_v меняется темп роста ударного импульса. В диапазоне скоростей 20—40 км/ч он почти вдвое меньше, чем при скоростях до 10—15 км/ч.

Остальные же факторы изменяют величину ударного импульса незначительно. Так, изменение угла давления с 25 до 52° приводит к изменению ударного импульса не более чем на 15—20%.

Мгновенное изменение скорости шарнира при входе в зацепление вызывает соударение элементов зацепления, поэтому помимо сил, обусловленных передачей тягового усилия, в зацеплении будут возникать ударные нагрузки, вызванные изменением скорости. Возникают они в начальный момент входа, когда $N_{\beta} = 0$ и $T_{сб1} = T_p$. Ввиду того, что продольная составляющая скорости в это время не меняется, ударная нагрузка действует перпендикулярно оси трака и на величину растягивающих сил не влияет, т. е. выведенные ранее зависимости остаются справедливыми.

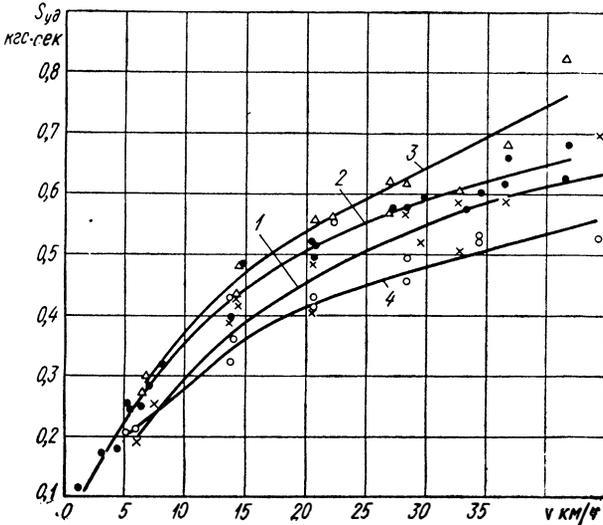


Рис. 59. Зависимость ударного импульса от скорости движения:

1 — переднее ведущее колесо $\theta = 52^\circ$; 2 — то же $\theta = 40^\circ$;
3 — то же $\theta = 23^\circ$; 4 — заднее ведущее колесо, $\theta = 40^\circ$

Соответственно и растягивающая нагрузка не оказывает влияния на ударную нагрузку. На рис. 60 приведены экспериментальные значения ударного импульса для тех же параметров зацепления, что и на рис. 59. Как можно видеть, несмотря на изменение тягового усилия в 5 раз ударная нагрузка во всех случаях остается постоянной. Не влияет на силу удара и способ зацепления (толкающий или тянущий), так как изменение скорости трака относительно ведущего колеса от способа зацепления не зависит.

Нагрузка на зуб в момент удара возрастает существенно. Определим ее максимальное значение для последовательного шарнира.

Так как относительно зуба меняет свою скорость только шарнир B (рис. 61), то распределение инерционных сил будет соответствовать треугольной эпюре. Тогда $p_1 = \frac{P_{уд}}{2}$ и $p_0 = \frac{3P_{уд}}{l_0}$.

Выражая потенциальную энергию деформации трака и зуба через $P_{y\partial}$ и приравнявая ее кинетической энергии, теряемой траком в момент удара, найдем силу удара.

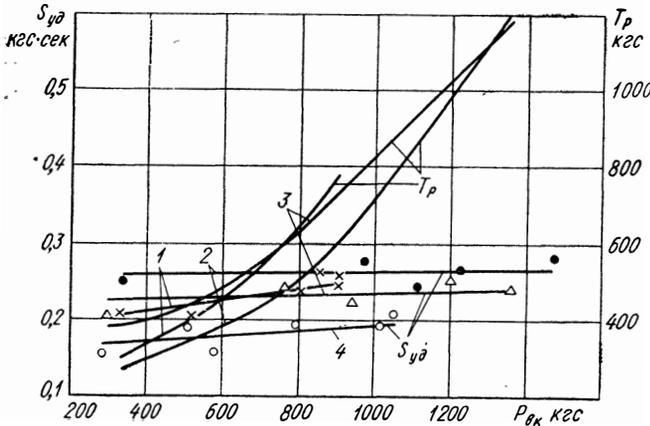


Рис. 60. Зависимость ударного импульса от тяговой нагрузки (обозначения кривых те же, что и на рис. 59)

Потенциальная энергия деформации трака

$$\Pi_{mp} = \frac{P_{y\partial}^2 l_0^3}{42EJ_{np_m}},$$

где J_{np_m} — приведенный момент инерции трака.

Потенциальная энергия деформации зуба возникает главным образом в результате его изгиба от действия составляющей ударной силы $P_{y\partial} \sin \alpha$:

$$\Pi_3 = \frac{P_{y\partial}^2}{2EJ_{np_3}} \cdot \frac{\sin^2 \alpha h_3^3}{3},$$

где h_3 — расстояние от точки приложения силы до основания зуба;
 J_{np_3} — приведенный момент инерции сечения зуба.

Общая потенциальная энергия деформирования

$$\Pi = \frac{P_{y\partial}^2 l_0^3}{42EJ_{np_m}} + \frac{P_{y\partial}^2 \sin^2 \alpha h_3^3}{6EJ_{np_3}}. \quad (268)$$

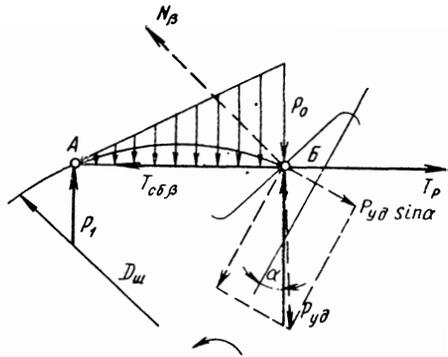


Рис. 61. Силы, действующие при ударе в зацеплении

Кинетическая энергия, теряемая траком при его входе в зацепление с зубом, определяется изменением относительной скорости

$$W' = J \frac{v_{y\partial}^2}{2l_0^2} = J \frac{k_0' v^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{2l_0^2}.$$

Кроме того, при ударе теряется энергия части ветви, сопряженной с траком, входящим в зацепление, так как $k_v > 1$. Анализ результатов ускоренной киносъемки кинематики быстроходного обвода показывает, что изменяет свою скорость только один смежный трак. Кинетическая энергия, теряемая им,

$$W'' = J \frac{(k_v - 1)^2 v^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}}{2l_0^2}.$$

Общая потеря кинетической энергии равна сумме энергий W' и W'' :

$$W = J \frac{v^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{2l_0^2} [k_v^2 + (k_v - 1)^2]. \quad (269)$$

Из равенств (268) и (269) получаем

$$P_{y\partial} = \frac{v}{l_0} \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{J [k_v^2 + (k_v - 1)^2]}{\frac{l_0^3}{21EJ_{npm}} + \frac{h_3^3 \sin^2 \alpha}{3EJ_{npz}}}}. \quad (270)$$

Выражение (270) показывает, что сила удара в зацеплении зависит главным образом от жесткости трака и зуба. Знаменатель подкоренного выражения (270) представляет собой очень малую величину, и сила $P_{y\partial}$ вследствие этого довольно значительна.

Уменьшение силы $P_{y\partial}$ за счет изменения отдельных конструктивных параметров (и в частности угла α) неэффективно. Тем не менее способы снижения динамической нагруженности ведущих колес имеются. Из выражения (270) видно, что сила удара существенно уменьшается при увеличении знаменателя подкоренного выражения. Это достигается искусственным уменьшением жесткости зубьев за счет введения упругого элемента в зацепление (установка резиновых прокладок между венцами и ступицей). В этом случае большая часть кинетической энергии поглощается упругим деформирующимся элементом.

Потенциальная энергия деформирования упругого элемента

$$\Pi_n = \frac{P_{y\partial}^2}{2\kappa_\partial}, \quad (271)$$

где κ_∂ — жесткость сдвига упругого элемента в $кгс/см$.

Следовательно общая потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{P_{y\partial}^2}{2\kappa_\partial} + \frac{P_{y\partial}^2 l_0^3}{42EJ_{npm}} + \frac{P_{y\partial}^2 h_3^3 \sin^2 \alpha}{6EJ_{npz}}. \quad (272)$$

Выражение для силы удара имеет вид

$$P_{y\partial} = \frac{v}{l_0} \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{J [k_v^2 + (k_v - 1)^2]}{\frac{1}{\kappa_\partial} + \frac{l_0^3}{21EJ_{npm}} + \frac{h_3^3 \sin^2 \alpha}{3EJ_{np3}}} } \quad (273)$$

Анализ этого выражения показывает, что за счет введения упругого элемента ударные нагрузки могут быть значительно снижены.

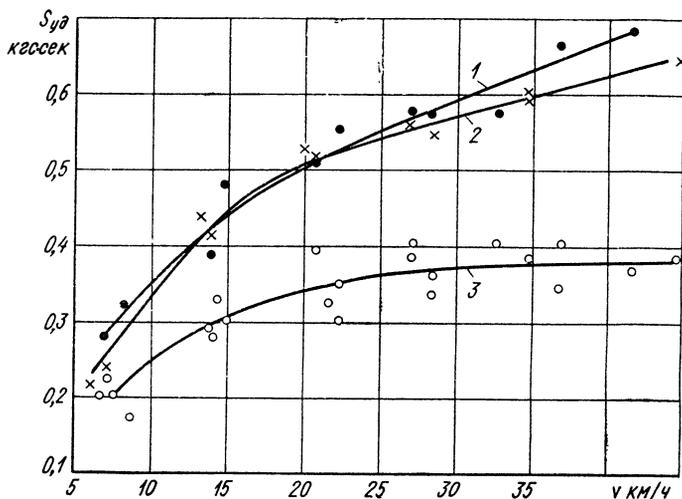


Рис. 62. Влияние демпфирования на величину ударного импульса:

1 — переднее ведущее колесо, толкающее зацепление, $\theta = 40^\circ$; 2 — переднее ведущее колесо, тянущее зацепление, $\theta = 40^\circ$; 3 — переднее ведущее колесо, толкающее зацепление с резиновыми прокладками между зубьями и ступицей, $\theta = 40^\circ$

Как следует из графика (рис. 62), построенного по результатам экспериментального исследования ударных нагрузок, установка резиновых демпфирующих прокладок между зубьями и ступицей снижает нагрузки на 50—60% во всем скоростном диапазоне. Кривые 1 и 2 показывают, что как при тянущем, так и при толкающем способе зацепления ударная нагрузка одинакова.

Из выражения (273) видно, что чем меньше жесткость упругого элемента, тем меньше сила удара. Однако уменьшать жесткость можно только до определенных пределов. Ограничивающими условиями при этом являются предельные деформации демпфирующего элемента и возможность ударного резонанса.

Сила $P_{y\partial} \sin \alpha$, действующая на зуб, деформирует упругий элемент, вследствие чего возникают силы сопротивления: упругие

и гистерезисные. Уравнение динамического равновесия венца, получившего ударный импульс, имеет вид

$$J_{\partial} \ddot{\varphi}_{\partial} + v_{\partial} \dot{\varphi}_{\partial} + m_{\partial} \varphi_{\partial} = 0,$$

где m_{∂} , v_{∂} — характеристики вязкости и упругости упругого элемента;

φ_{∂} — угол деформирования (угол сдвига венца относительно ступицы);

J_{∂} — момент инерции венца.

Приведем данное уравнение равновесия к виду

$$\ddot{\varphi}_{\partial} + 2\lambda_{\partial} \dot{\varphi}_{\partial} + \omega_{\partial}^2 \varphi_{\partial} = 0, \quad (274)$$

где

$$\lambda_{\partial} = \frac{v_{\partial}}{2J_{\partial}}; \quad (275)$$

$$\omega_{\partial} = \sqrt{\frac{m_{\partial}}{J_{\partial}}} \quad (276)$$

Заметим, что величина вязкой характеристики может быть найдена методом, аналогичным изложенному в гл. II.

Решение уравнения (274) имеет вид

$$\varphi_{\partial} = e^{-\lambda_{\partial} t} \frac{\dot{\varphi}_{\partial n}}{\omega'_{\partial}} \sin \omega'_{\partial} t, \quad (277)$$

где

$$\omega'_{\partial} = \sqrt{\omega_{\partial}^2 - \lambda_{\partial}^2}.$$

Начальная скорость деформирования $\dot{\varphi}_{\partial n}$ равна касательной составляющей скорости удара, т. е.

$$\dot{\varphi}_{\partial n} = \frac{v2k_v \sin \alpha}{D_{\text{ш}}} \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (278)$$

Угол деформирования будет максимальным через полупериод

$$\varphi_{\partial \max} = \frac{e^{-\frac{\lambda_{\partial} \pi}{\omega'_{\partial}}} \dot{\varphi}_{\partial n}}{\omega'_{\partial}}. \quad (279)$$

Угловая m_{∂} и продольная k_{∂} жесткости сдвига связаны между собой. Конкретный математический вид связи зависит от конструктивного выполнения упругого элемента. Вследствие этой связи радиальный и тангенциальный сдвиги ограничиваются одним и тем же условием. Зная допустимое значение угла сдвига $\varphi_{\partial \text{дон}}$ по уравнению (279) можно выбрать оптимальные значения жесткости с тем, чтобы $\varphi_{\partial \max} \leq \varphi_{\partial \text{дон}}$.

Изложенный метод определения угла $\varphi_{\partial_{\max}}$ является приближенным, так как он исходит из предположения о том, что начальная скорость деформирования равна скорости удара. В действительности скорость $\dot{\varphi}_{\partial_n}$ будет несколько меньше, так как сила $P_{y\partial}$ достигает своего максимального значения в момент, когда выравниваются скорости венца и трака, т. е. когда скорость удара частично погасилась. Однако при этом происходит и некоторое приращение деформации, что в итоге компенсирует потерю скорости. В связи с этим расхождение результатов, определенных по формуле (279), с истинными незначительное. Выбор же параметров упругого элемента существенно упрощается.

Второе ограничивающее условие исключает возможность возникновения ударного резонанса, который происходит тогда, когда промежуток времени между импульсами $\tau = \frac{2\pi}{\omega_{\partial}}$.

Так как ударные импульсы соответствуют моментам входа трака в зацепление и, следовательно, $\tau = \frac{l_0}{v}$, то условие исключения ударного резонанса имеет вид:

$$\omega_{\partial} > \frac{2\pi v_{\max}}{l_0}$$

или

$$M_{\partial} > \frac{4\pi^2 v_{\max}^2 J_s}{l_0^2}. \quad (280)$$

При меньших значениях жесткости возможен резонанс на эксплуатационных скоростях. В этом случае деформации упругого элемента могут в несколько раз превышать допустимые.

Г л а в а VI

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

Одним из важнейших требований, которые предъявляются к современным гусеничным машинам различных типов и назначения, является высокая долговечность как машин в целом, так и их отдельных узлов и агрегатов.

Существующие гусеничные машины удовлетворяют этому требованию в недостаточно полной степени. Наименее долговечным агрегатом их является гусеничный движитель, а в нем гусеничная цепь и ведущие колеса. Их износостойкость значительно отстает от износостойкости других агрегатов. Фактический ресурс движителей гусеничных машин (тракторов, тягачей, транспортеров), как правило, вдвое ниже, чем у большинства остальных агрегатов. В условиях абразивного воздействия грунта он составляет для тракторов 1,5—2 тыс. ч. В связи с этим создание гусеничных цепей, обладающих повышенной работоспособностью, стало одной из актуальных проблем.

1. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГУСЕНИЦ

На большинстве тракторов, тягачей и транспортеров, используемых в настоящее время в народном хозяйстве, установлены гусеничные цепи с открытым металлическим шарниром. Широкое распространение такие гусеницы получили вследствие простоты изготовления и обслуживания, а также относительно малого веса.

Однако использование таких гусениц резко снижает к. п. д. движителя, способствует возникновению больших динамических и ударных нагрузок на режимах повышенных скоростей движения.

Низкий срок службы гусеничных цепей с открытым шарниром объясняется возможностью свободного доступа абразива в шарнир и его интенсивным изнашиванием вследствие этого. Увеличение шага цепи приводит и к повышенному износу элементов зацепления, так как с ростом шага увеличивается скольжение цевок (или гребней) по зубьям ведущих колес. Поскольку износ шарнирных соединений определяется характером абразивной среды (состав, твердость, грануляция и т. д.), то срок службы гусениц с открытым

шарниром зависит от дорожно-климатических условий, в которых эксплуатируется машина.

В табл. 3 приведены данные об интенсивности изнашивания шарниров гусеницы на различных грунтах в различных дорожно-климатических условиях. Из таблицы видно, как изменяется работоспособность двигателя в зависимости от времени года и района использования.

Таблица 3

Относительное изменение шага гусеницы
в различных дорожных условиях

Характеристика Дорожных условий	Среднее увеличение шага гусеницы в мм/тыс. км	Характеристика дорожных условий	Среднее увеличение шага гусеницы в мм/тыс. км
Кварцевый песок	4,7—4,9	Суглинистые дороги в период распутицы	2,5—2,7
Каменные и песчаные грунты северных районов	3,5—4,0	Суглинистые сухие до- роги	1,8—2,0
Супесчаные и суглини- стые грунты средне- европейской зоны	3,3—3,4	Черноземный грунт, лессовые пески	1,1—1,9
		Бетон, снежные доро- ги, снежная целина	0,45—0,47

Вполне понятно, что низкий срок службы гусениц с открытым шарниром является существенным недостатком, ограничивающим возможности гусеничных машин и сдерживающим их применение в качестве тяговых и транспортных средств.

При этом следует иметь в виду, что вопрос ремонтоспособности таких гусениц до настоящего времени не решен, и гусеницы после предельного износа шарниров заменяются новыми, несмотря на значительный запас ресурса других элементов.

Повышение долговечности гусеничных цепей возможно в результате ряда конструктивных и технологических мероприятий, основными из которых являются:

совершенствование конструкций открытых шарниров путем более оптимального соотношения размеров проушин траков и пальцев; замена всех пальцев гусениц на новые; упрочнение трущихся поверхностей шарнирных соединений; использование резино-металлических (сайлент-блочных) шарниров;

применение закрытых (уплотненных) шарниров.

Многочисленными исследованиями, проведенными НАТИ и другими организациями, установлено, что рациональный выбор конструктивных элементов шарнира (диаметр и количество проушин, зазоры, запасы на износ и т. д.), так же как и применение различных лабиринтных уплотнений, незначительно влияет на повышение долговечности (долговечность увеличивается на 10—15%)

Более существенно срок службы гусениц с открытым шарниром увеличивается в результате установки второго комплекта пальцев. Замена пальцев на новые производится в момент, когда увеличение шага достигает 70—80% от допускаемого.

После замены пальцев шаг гусеничной цепи в значительной степени восстанавливается (на величину износа пальцев). Это положительно сказывается на работоспособности зацепления и за счет установки второго комплекта пальцев срок службы движителей увеличивается в среднем на 25—30%.

Упрочнение трущихся поверхностей производится, как правило, за счет поверхностного насыщения пальцев и проушин химическими соединениями, обладающими высокой твердостью (например, борирование).

Поверхностная твердость сопрягаемых трущихся деталей в результате этого может быть получена значительно более высокой, чем твердость абразивных частиц грунта, поэтому износостойкость упрочненного слоя в абразивной среде существенно повышается. Обычно глубина насыщения поверхности составляет не более 0,2—0,3 мм. Поверхностная микротвердость может достигать 1500—1800 кгс/мм² (на приборе ПМТ-3 при нагрузке 100 г).

Экспериментальные исследования показали, что наибольший эффект от упрочнения достигается в том случае, когда упрочнению подвергается только палец, а проушины траков не упрочняются. По-видимому, это следует объяснить тем, что марганцовистая сталь, из которой обычно изготавливаются траки гусениц, после упрочнения теряет свою склонность к наклепу от действия высоких контактных давлений (характерных для случая абразивного изнашивания) и, следовательно, становится менее износостойкой. Для этой стали упрочнение по существу не дает повышения фактической твердости в зоне износа, и поэтому не является эффективным.

При эксплуатации гусеничных машин в разных районах на различных грунтах одна и та же конструкция гусеницы с упрочненными пальцами обладает различной износостойкостью. Так, в условиях абразивных песков износостойкость гусениц при использовании упрочненных пальцев повышается на 60—65% по сравнению с обычными, в условиях грунтов умеренной абразивной активности в среднем на 20—30%, а при эксплуатации на бетоне, снегу и неабразивных грунтах эффект от применения упрочненных пальцев вообще отсутствует.

Это можно объяснить тем, что упрочненный слой изнашивается в среднем за один и тот же пробег независимо от наличия и характера абразивной среды, в которой происходит износ.

Вследствие этого интенсивность износа гусениц в первый период, когда на пальце сохраняется поверхностный твердый слой, очень мала и находится в пределах 0,4—1,9 мм/тыс. км (по шагу гусеницы). Во втором периоде, когда упрочненный слой отсутствует, интенсивность износа резко увеличивается, достигая на

абразивных грунтах 3,6—9,1 мм/тыс. км, что находится на уровне гусениц с открытыми шарнирами.

Сравнивая интенсивность суммарного изнашивания упрочненного слоя пальцев и проушин с интенсивностью износа обычных шарниров в безабразивной среде (см. табл. 3), можно видеть, что они примерно одинаковы. Следовательно, если начальная эксплуатация гусениц происходит на грунтах с низкой абразивной активностью, то срок службы не увеличивается. Если же начальная эксплуатация происходит в условиях сильного абразивного воздействия, то темп изменения шага в случае использования упрочненных пальцев снижается в некоторых случаях в 8—10 раз по сравнению с обычными гусеницами. В результате срок службы гусениц увеличивается. Поэтому для этого способа повышения долговечности гусениц более показательными являются цифры абсолютного увеличения срока службы.

В среднем при эксплуатации в смешанных дорожных и климатических условиях срок службы гусениц при использовании упрочненных пальцев увеличивается на 1—2 тыс. км. Практически применение поверхностного упрочнения с точки зрения увеличения ресурса движителя равноценно использованию второго комплекта пальцев. При этом для упрочнения в некоторых случаях требуется некоторое изменение конструкции траков для обеспечения большего запаса толщины проушин на их износ. Последнее обуславливается тем, что соотношение износов проушин и пальцев при использовании упрочненных пальцев изменяется в сторону относительного увеличения износов проушин.

Рассмотренные способы повышения долговечности движителя позволяют, как это можно видеть, несколько увеличить его срок службы, но не решают проблему принципиально, так как работоспособность гусениц по-прежнему остается ниже, чем у других агрегатов, и кроме того, широко меняется в зависимости от дорожно-климатических условий использования гусеничной техники ввиду того, что износостойкость открытого шарнира определяется характером среды, в которой он работает. Все это свидетельствует о том, что кардинально решить проблему создания гусеничных цепей можно лишь применением принципиально новых конструкций шарниров. Наиболее перспективными из них являются резино-металлические и закрытые.

У гусениц с резино-металлическими шарнирами возможность углового перемещения траков один относительно другого обеспечивается за счет деформирования резинового элемента, посредством которого осуществляется связь траков и передача тягового усилия. При этом резиновый элемент является силовым, т. е. передает всю тяговую нагрузку. В зависимости от конструктивного выполнения шарнира резиновый упругий элемент может работать на скручивание, на сжатие или на растяжение. Гусеницы с шарнирами, упругие элементы которых работают на растяжение, обычно называют ленточными, а гусеницы, резиновые шарниры

которых работают на сжатие и на скручивание, — сайлент-блочными.

Наибольшее распространение получили шарниры с резиновыми элементами, работающими одновременно на скручивание и сжатие (сайлент-блочные шарниры) вследствие относительной простоты их конструкции и высокой надежности. По своему конструктивному исполнению они подразделяются на два типа: последовательный (однопальцевый) шарнир, когда резиновые элементы соединяемых траков в собранном виде составляют один блок из последовательно расположенных втулок чередующихся проушин;

параллельный (двухпальцевый) шарнир, когда резиновые элементы смежных траков располагаются параллельно и составляют два блока, соединяемых скобами.

Гусеницы с параллельными резино-металлическими шарнирами выполняются как со сплошными траками, так и с траками, расчлененными по продольной оси. Последние применяются на тяжелых машинах, работающих в условиях больших тяговых нагрузок.

Податливость гусениц с последовательным резино-металлическим шарниром выше, чем у гусениц с параллельным шарниром. Это объясняется тем, что активная длина шарнира, т. е. длина b_p резинового элемента, передающего тяговую нагрузку, у последовательного шарнира меньше. В применяющихся конструкциях активная длина составляет: для последовательного шарнира $b_p = 0,45 \div 0,5 b_2$; для параллельного шарнира $b_p = 0,6 \div 0,7 b_2$, где b_2 — общая ширина гусеницы.

Вследствие этого при одной и той же ширине b_2 гусеничной цепи и одинаковых характеристиках резины податливость гусениц с последовательным резино-металлическим шарниром в 1,3—1,4 раза больше, чем с параллельным.

Гусеницы с резино-металлическим шарниром обладают очень ценным качеством, имеющим особенно важное значение для скоростных машин — высоким к. п. д. на повышенных скоростях движения, так как потери мощности в них зависят главным образом от величины внутренних потерь в шарнирах, которые значительно меньше потерь от сухого или абразивного трения. Это обстоятельство, наряду с независимостью срока службы от дорожно-климатических условий предопределяет возможность резкого улучшения ходовых качеств гусеничной машины за счет использования таких гусеничных цепей и ставит данный тип гусениц в ряд наиболее перспективных конструкций, способных удовлетворить современные требования, предъявляемые к гусеничному движителю.

Однако для тракторов и транспортных гусеничных машин, предназначенных для разнообразных условий и случаев использования, применение гусениц с резино-металлическим шарниром не является универсальным решением. Нагрузочный и скоростной

диапазоны работы этих типов машин очень широкие. Это приводит соответственно к широкому изменению растягивающих нагрузок в обводе, что в свою очередь обуславливает нестабильность шага упругой гусеницы и длины обвода. Изменение шага гусениц в различных режимах эксплуатации может составлять 5—6 мм, а общее удлинение обвода на некоторых режимах может достигать 400—500 мм. В связи с этим обеспечить нормальное взаимодействие гусеницы с ведущим колесом и устойчивость работы обвода в данном случае трудно.

Условия надежной работы движителя создаются только тогда, когда гусеничная цепь обладает достаточной стабильностью шага. Это достигается применением полуразгруженных сайлент-блочных шарниров или закрытых шарниров, в которых резиновые элементы частично или полностью разгружены от передачи растягивающего усилия.

У гусениц с закрытыми шарнирами повышение износостойкости достигается за счет применения уплотнений. Предотвращение попадания абразивной среды к трущимся поверхностям обеспечивает в любых почвенных условиях одинаковую интенсивность износа, соответствующую режиму безабразивного трения (в некоторых конструкциях режиму трения со смазкой). Это, как следует из табл. 3, позволяет существенно увеличить срок службы шарниров.

Конструкции уплотнений шарнирных соединений разнообразны — они бывают полностью и частично герметизированными. По принципу защиты зоны трения от проникновения абразива их можно подразделить на радиальные и торцевые.

Высокая износостойкость при относительной простоте конструкции достигается применением в гусеницах закрытых шарниров с резиновыми сайлент-блочными уплотнениями (рис. 63).

Гусеница состоит из траков 1, в проушины которых запрессованы резино-металлические втулки 3. Фиксация втулок в проушинах осуществляется за счет натяга (деформации) резиновых колец 4, привулканизированных по внутреннему диаметру к втулкам 3. Траки соединены один с другим фасонным (шестигранным) пальцем 5. Фасонное сечение пальца и внутренних отверстий втулок обеспечивает работу шарнира как монолитного блока, в результате чего при скручивании траков скольжение и износ происходят только в местах контактирования втулок с проушинами, обозначенных буквой *a* на рис. 63. Эти поверхности контакта для повышения износостойкости могут покрываться антифрикционными материалами (например, пластмассой). Поскольку рабочий диаметр втулок и проушин одинаковый, то вся растягивающая нагрузка воспринимается средней рабочей частью втулок, а резиновые кольца работают только на скручивание.

Гусеницы с закрытым шарниром такого типа могут быть выполнены и с монолитным (неразъемным) шарнирным блоком 2 (см. рис. 63). Описанные гусеницы с закрытым шарниром во мно-

гом сходны с гусеницами, имеющими последовательный шарнир (однотипное соединение шарнира, одинаковая конструкция траков). Но в отличие от последних они не подвержены продольной деформации, так как шарнир имеет жесткие ограничители. Это

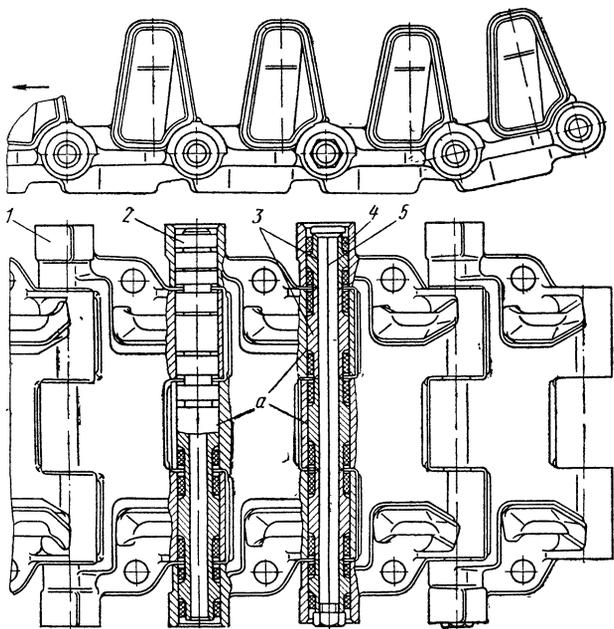


Рис. 63. Гусеничная цепь с закрытым сайлент-блочным шарниром

одновременно решает два вопроса: стабилизацию шага и снижение нормальных напряжений в резиновых элементах.

Уменьшение напряжений в резине является важным фактором, так как работоспособность резино-металлического шарнира лимитируется главным образом сроком службы резиновых колец, зависящим от величины нормальных и касательных напряжений.

Ниже приведены некоторые результаты отработки конструкций гусениц с закрытым шарниром.

2. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕЗИНОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Разрушение резиновых уплотнений ведет к быстрому последующему износу трущихся поверхностей шарнира и к потере гусеницей работоспособности, поэтому срок службы резиновых уплотнений должен соответствовать сроку службы гусеничного движителя.

Комплекс вопросов, связанных с отработкой параметров уплотнений, включает выбор оптимальной формы и размеров колец;

определение рецептуры резины, имеющей наибольшую долговечность; выявление лучшего способа крепления резины; исследование воздействия смазки, вводимой в шарнир, на работоспособность колец; определение оптимальной угловой жесткости шарнира; анализ влияния времени эксплуатации (хранения) на жесткость резиновых колец.

При этом работоспособность уплотнений проверяется как стендовыми, так и ходовыми испытаниями шарниров различных конструкций. Последние являются обязательными при окончательной оценке работоспособности уплотнений. При стендовых, как правило, ускоренных испытаниях, тепловой режим работы суще-

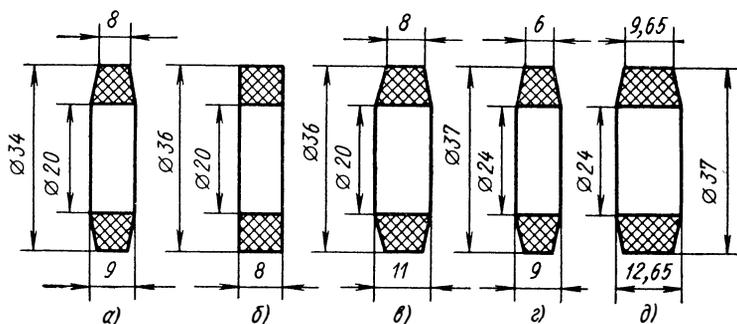


Рис. 64. Типоразмеры резиновых уплотнений при стендовых испытаниях

ственно меняется, что может иногда исказить действительные условия работы и дать неверное представление об истинной долговечности резины (так как резина многих рецептур очень чувствительна к температурному режиму). Кроме того, при испытаниях с равномерной циклическостью условия «отдыха» резины совершенно другие, чем в действительности, что также не может не сказаться на ее долговечности. В связи с этим исследования на стендах могут дать лишь предварительные сведения о работоспособности резины. Однако они позволяют производить отработку большинства остальных параметров уплотнений.

Типоразмеры колец шарниров, испытывавшихся на стенде, показаны на рис. 64.

В табл. 4 приведены результаты испытаний шарниров с различной формой радиальных герметичных уплотнений в жидкой абразивной среде, состоящей из двух частей кварцевого песка и одной части глины, под давлением 1,2—1,5 ат.

Режим испытаний был следующий: частота возвратно-вращательных циклов составляла 260 в минуту; удельное давление в шарнире 35 кгс/см²; угол скручивания $\pm 8 \div \pm 12^\circ$.

Стендовые испытания позволили установить, что при конструировании закрытого шарнира могут быть применены кольца как прямоугольного, так и трапецеидального сечения. Более предпоч-

Результаты стендовых испытаний резиновых уплотнительных колец

Типоразмер резинового кольца (см. рис. 64)	Марка резины	Радиальный натяг		Способ крепления резины	Смазка шарнира	Количество отработанных циклов	Состояние резиновых колец	Износ шарнира в мм
		относительный в %	абсолютный в мм					
<i>a</i>	A-6	28,6	2	На клею	Кальциевая на касторовой основе	4 244 600	Хорошее, герметичность полости шарнира не нарушена	0,20
<i>a</i>	A-6	28,6	2	» »	Коллоидный графит	4 244 600	Набухание и частичное разрушение	0,37
<i>б</i>	A-6	37,5	3	Без клея	То же	4 200 000	Нарушение, смещение с места посадки, частичное разрушение	0,27—0,4
<i>в</i>	A-6	37,5	3	» »	Кальциевая на касторовом масле	5 000 000	Хорошее, герметичность полости шарнира не нарушена	0,25—0,3
<i>в</i>	A-6	37,5	3	Без клея	Без смазки	5 112 550	Хорошее, разрушений нет, герметичность не нарушена	1,46—1,39
<i>a</i>	189204	28,6	2	» »	Смесь: солидол 90% и графит 10%	100 000	Проворачивание колец, большая остаточная деформация	—
<i>г</i>	A-6	30,8	2	Вулканизация с подслоем на латуни	Без смазки	5 000 000	Хорошее, герметичность не нарушена	0,78—1,17
<i>д</i>	A-6	30,8	2	То же	» »	5 000 000	То же	0,63—1,05

тительной является трапециевидная форма, так как она позволяет обеспечить лучшие условия запрессовки колец в проушины и снизить при этом вероятность их повреждения. Такая форма обеспечивает более устойчивое положение кольца при поворотах траков один относительно другого и уменьшает склонность к его выворачиванию. Кроме того, при трапециевидной форме можно увеличить площадь крепления резины на всю ширину кольца (в запрессованном состоянии) и тем самым повысить абсолютную прочность крепления резины при одних и тех же относительных показателях адгезии.

Радиальный относительный натяг в пределах 28—38% обеспечивает надежную герметизацию полости шарнира и фиксацию колец при углах поворота до $\pm 12^\circ$ в течение всего срока службы. Исходя из условий сборки шарнира, оптимальный относительный натяг следует считать равным 30—32%.

Применение смазок на минеральной основе отрицательно сказывается на долговечности резиновых колец, изготовленных на основе натурального каучука (НК). Под действием смазки резина набухает и разрушается. Использование смазок, изготовленных на касторовом масле, на работоспособности резин из НК не сказывается.

Однако создание смазываемого шарнирного соединения вследствие значительного усложнения конструкции гусеницы и увеличения трудоемкости ее обслуживания нецелесообразно.

Износ трущихся поверхностей шарнира при отсутствии смазки (сухое трение) возрастает в 2,5—7,0 раз по сравнению с износом смазанных поверхностей. Момент сопротивления повороту увеличивается при этом в 2—3 раза. Для ликвидации вредного воздействия на резину продуктов изнашивания, повышения износостойкости шарнира и снижения потерь мощности в двигателе желательно использовать в качестве трущихся пар шарнира антифрикционные материалы, обладающие низким коэффициентом сухого трения и высокой износостойкостью при возвратно-вращательном движении.

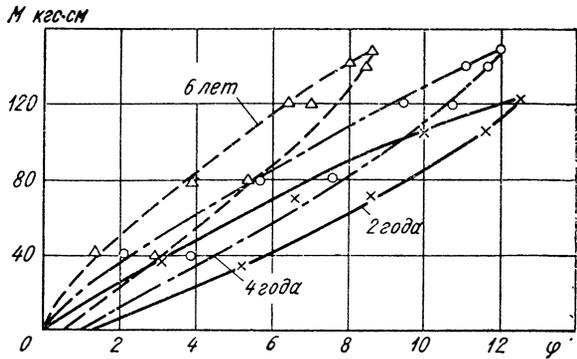
На работоспособность закрытого шарнира влияет также прочность крепления резиновых колец к металлу, которая зависит от способа подготовки поверхности перед вулканизацией. Как латунирование, так и подслои из лейконата увеличивают прочность крепления большинства рецептур, предназначенных для изготовления уплотнений.

Однако латунирование требует более тщательного соблюдения требований технологического процесса, особенно по времени разрыва между латунированием и вулканизацией. Задержка перед вулканизацией более 6 ч приводит к резкому снижению прочности крепления, поэтому крепление на лейконате предпочтительнее.

Надежная фиксация резиновых колец шарниров определяется не только величиной натяга, но и жесткостью их на скручивание. При удельной угловой жесткости $m_0 > 400$ (кгс.см)/(см.рад)

кольца начинают проскальзывать в проушинах даже при относительном натяге 30—31%. В результате этого нарушается установленное при сборке гусеницы оптимальное положение шарнира.

Рис. 65. Влияние времени хранения на угловую жесткость шарнира



Следует отметить, что длительное хранение гусениц на открытом воздухе приводит к повышению угловой жесткости шарниров. Так, при шестилетнем хранении гусеницы с уплотнениями из ре-

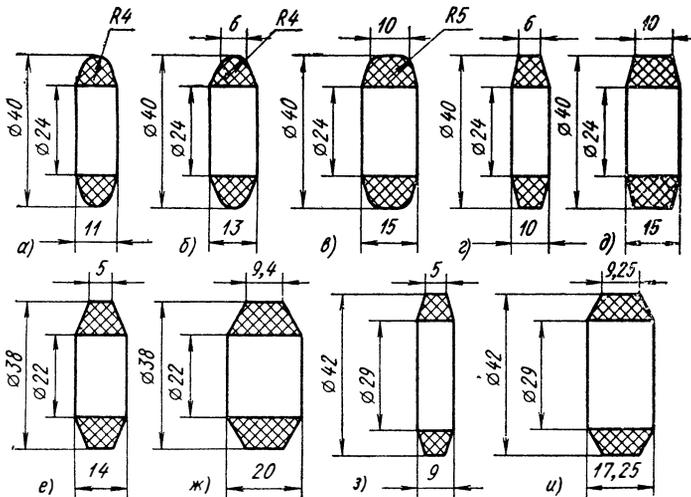


Рис. 66. Типоразмеры резиновых колец при ходовых испытаниях

зины А-6 жесткость шарнира возросла на 80% (рис. 65), поэтому для обеспечения надежной работы шарнирных соединений необходимо, чтобы начальная угловая жесткость резины не превышала 220—280 (кгс·см)/(см·рад).

Угловая жесткость шарнира зависит не только от выбранной рецептуры, но и от формы и размеров резинового кольца. Жесткость увеличивается значительно быстрее, чем суммарная длина

резиновых колец в запрессованном состоянии. При размерах колец, характерных для закрытых шарниров гусениц, соотношение приростов длины шарнира и его жесткости можно считать равным 2 : 3. Исходя из этого, осуществляют выбор форм колец для каждой стороны трака, обеспечивая одинаковый угол закручивания колец на обеих сторонах.

Работоспособность резин различных рецептур и способов их крепления проверена ходовыми испытаниями гусениц в реальных условиях эксплуатации на машинах весовых категорий от 8 до 25,0 т. Типоразмеры колец, подвергнутых испытаниям, показаны на рис. 66, а в табл. 5 приведены марки резин, способы крепления и т. д.

Работоспособность большинства марок резин обеспечивает срок службы гусениц, значительно превышающий срок службы гусениц с открытым шарниром.

3. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАКРЫТОГО ШАРНИРА

Износ несущих элементов шарнира при сухом трении, хотя и значительно меньше, чем при абразивном, но он сопровождается выделением продуктов высокой твердости, способствующих прогрессированию износа, а также разрушению резиновых уплотнений. В этом состоит одна из причин, побуждающих использовать для изготовления трущихся пар шарниров износостойкие материалы. Вторая причина заключается в том, что в конструкциях закрытого шарнира диаметр трущейся пары всегда больше, чем в открытом, для такого же весового класса машины.

Это, как известно, приводит к уменьшению к. п. д. гусеничного движителя [2]. Для компенсации потерь, вызванных увеличением диаметра проушин, желательно вводить в трущуюся пару материал с низким коэффициентом сухого трения. Материалами, наиболее удачно сочетающими высокую износостойкость и низкий коэффициент сухого трения, являются пластические массы. Перспективность этих материалов определяется в значительной степени тем, что введением в их состав различных компонентов можно получить композиции с заранее заданными свойствами.

Анализ физико-механических и антифрикционных свойств различных полимерных материалов показал, что требованиям использования в шарнирах гусениц, для которых характерны высокие удельные давления и систематическое воздействие динамических и ударных нагрузок, в наибольшей степени отвечают пластические массы на основе полиамидных смол.

Как антифрикционный материал полиамиды очень специфичны. Их износостойкость, коэффициент трения, способность воспринимать статические нагрузки, склонность к изменению объема и т. п. во многом зависят от конструктивного оформления узла трения и его нагрузочного режима. С увеличением удельного давле-

Таблица 5

Результаты ходовых испытаний резиновых уплотнительных колец

Способ крепления (вулканизации)	Испытуемая группа	Типоразмер колец (см. 6б)	Общее количество резиновых колец	Количество резиновых колец с отслоением по месту вулканизации	Количество разрушенных резиновых колец	Количество резиновых колец без дефектов
На латуни	I	<i>a</i>	4	—	—	4
		<i>б</i>	2	—	—	2
		<i>в</i>	4	—	—	4
II	II	<i>a</i>	32	1	7	25
		<i>б</i>	16	—	4	12
		<i>в</i>	32	1	—	31
III	III	<i>a</i>	16	—	—	16
		<i>б</i>	8	—	—	8
		<i>в</i>	16	—	4	12
На лейкоплате	I	<i>a</i>	36	1	—	35
		<i>б</i>	18	—	—	18
		<i>в</i>	36	—	—	36
II	II	<i>a</i>	24	—	1	23
		<i>б</i>	12	—	—	12
		<i>в</i>	24	—	—	24
III	III	<i>a</i>	24	—	1	23
		<i>б</i>	12	—	—	12
		<i>в</i>	24	—	—	24
На лейкоплате и клее	I	<i>a</i>	28	—	1	27
		<i>б</i>	14	—	—	14
		<i>в</i>	28	—	2	26
II	II	<i>a</i>	36	3	3	30
		<i>б</i>	18	1	1	16
		<i>в</i>	36	—	—	36
III	III	<i>a</i>	8	—	2	6
		<i>б</i>	4	—	2	2
		<i>в</i>	8	—	—	8
На латуни	III	<i>г</i>	284	13	14	257
		<i>д</i>	426	5	2	419
На лейкоплате	I	<i>e</i> <i>жс</i>	1020 680	2 —	11 8	1007 652
На лейкоплате	III	<i>з</i> <i>и</i>	2212 392	102 4	6 4	2126 384

ния коэффициент сухого трения полиамидов уменьшается (табл. 6).

Для сравнения износостойкости полиамидов с другими полимерными материалами и металлами были изготовлены и испытаны образцы шарниров из стали 50, стали 20, цементованной и закаленной до твердости $HRC\ 56-58$, оловянистой бронзы, волокнита, текстолита и фенопласта. По сравнению со всеми этими материалами полиамиды показали лучшую работоспособность. Без смазки полиамиды удовлетворительно работают при значениях показателя $\rho v = 150 \div 200$ ($кгс/см^2$)·(м/мин). При повышении нагрузочного режима сверх этого полиамиды размягчаются, происходит выдавливание смолы из зоны трения и возрастает интен-

Таблица 6

Коэффициенты трения пластмасс
при возвратно-качательном движении шарниров

Материал	Коэффициент трения при нагрузке в $кгс/см^2$			
	25	50	70	90
Полиамидная смола	0,13—0,16	0,10—0,12	0,08—0,10	0,07—0,08
Поликапролактан . . .	0,23—0,26	0,20—0,23	0,17—0,19	0,14—0,16

сивность износа. Бронза при смазке солидолом позволяет обеспечить показатель ρv в пределах до 125. Текстолит и волокнит неудовлетворительно работают уже при $\rho v = 50 \div 75$. Стальные образцы при этих нагрузках интенсивно изнашиваются со схватыванием контактирующих поверхностей и задирами.

Наполненные полиамиды (композиции с присадками талька, дисульфида молибдена, графита и других твердых смазок) не имеют преимуществ по сравнению с чистыми. При испытаниях было отмечено некоторое улучшение антифрикционных свойств только у полиамидной смолы, содержащей присадку из 10% талька.

Многочисленные исследования показывают, что при использовании полиамидов в трущихся парах резко уменьшается износ сопряженных деталей. Это обстоятельство имеет существенное значение, так как отсутствие износа в проушинах траков позволяет осуществлять их ремонт.

Однако состояние поверхности сопрягаемой детали заметно влияет на износостойкость полиамида. Наибольшее значение из всех факторов имеют твердость и чистота обработки поверхности. Экспериментально установлено, что наименьший износ имеет место при твердости $HRC\ 45$ и шероховатости свыше 4—5-го классов чистоты.

Кроме этого, на величину износа влияет и зазор в сопряжении. Некоторое увеличение износа отмечается при очень малых (менее 0,15 мм) или больших (свыше 0,5 мм) зазорах. Это объясняется

следующим. При малых зазорах вследствие нагрева происходит расширение антифрикционного слоя и заклинивание узла трения. Происходит как бы «аварийный» износ слоя пластмассы до тех пор, пока не будет обеспечено нормальное контактирование сопрягаемых деталей. При больших зазорах увеличение износа является следствием ударных нагрузок.

Величину зазора в сопряжении в целях устранения заклинивания и повышенного износа можно подсчитать по эмпирической формуле

$$b_r = \delta [k (t_p - t_0) + 0,03],$$

где b_r — радиальный зазор в мм;

δ — толщина слоя в мм;

k — коэффициент линейного расширения пластика;

t_p — температура в зоне трения;

t_0 — температура окружающей среды.

Величина 0,03 учитывает влагопоглощение. Оптимальное значение толщины пластмассовой облицовки δ лежит в пределах 0,4—2,5 мм. При таких толщинах антифрикционного слоя в меньшей степени проявляется также и вредное влияние влагопоглощения и теплового расширения. Улучшаются условия отвода тепла.

При правильном подборе параметров пары трения увеличение шага гусеницы с закрытым облицованным шарниром по сравнению с открытым и сухим закрытым металлическим шарнирами значительно меньше и соответствуют изменению шага гусениц с металлическими закрытыми шарнирами со смазкой:

Тип шарнира и условия трения	Увеличение шага в мм при $p = 40 \text{ кгс/см}^2$ (после $2 \cdot 10^6$ циклов)
Открытый металлический в абразивной среде	2—3
Закрытый металлический без смазки	1,3—1,8
» » со смазкой	0,2—0,3
» с пластмассовой облицовкой	0,3—0,4

} $5 \cdot 10^6$ циклов (после)

4. МОНОЛИТНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ ПАКЕТА ВТУЛОК. МОНОБЛОЧНЫЙ ЗАКРЫТЫЙ ШАРНИР

В нормально работающем резино-металлическом или закрытом шарнире втулки смежных проушин должны быть неподвижными одна относительно другой и относительно соединительного пальца (см. рис. 63), иначе будут изнашиваться торцы втулок, в полость палец—втулки попадет абразив, что приведет к прогрессирующему износу фасонных профилей пальца и втулок. В результате этого гусеница может выйти из строя не из-за разрушения резиновых уплотнений и износа несущих поверхностей, а из-за износа соединительных пальцев. Как установлено испытаниями, фасонный профиль пальцев и отверстий втулок в закрытых шарнирах позволяет обеспечить относительную неподвижность деталей шарнира только в течение 1,5—2,5 тыс. км. Следовательно, для созда-

ния условий, при которых детали шарнира оставались бы неподвижными в течение всего срока службы, необходимы дополнительные меры, кроме использования фасонного профиля. Наиболее эффективной мерой является силовое соединение (стягивание) втулок 3 на пальце 5 (см. рис. 63). Величину осевого усилия определяют, исходя из следующих соображений.

При движении траков по обводу на шарнир действуют растягивающие нагрузки и скручивающие моменты. Под действием растягивающих усилий происходит изгиб шарнира и при определенных условиях — образование зазоров между торцами втулок (размыкание) в зоне растяжения пальца. Это приводит к попаданию абразивных частиц в межторцовые зазоры между фасонными поверхностями в шарнирах, у которых в нагруженном состоянии обеспечивается достаточно плотное прилегание торцов втулок. Скручивающие моменты заставляют втулки перемещаться одну относительно другой, увеличивая за счет смятия начальный угловой люфт и приводя в дальнейшем к «аварийному» износу. Таким образом, для обеспечения нормальных условий работы шарнира необходимо создать такое осевое усилие, чтобы исключить при движении машины как раскрытие торцов втулок, так и их взаимное проскальзывание.

Раскрытие торцов наступает в момент, когда напряжения от изгиба (в зоне растяжения) становятся равными напряжениям сжатия от осевой силы, поэтому для задания требуемой осевой силы необходимо знать истинные значения напряжений в пальцах. Существующие методы расчета обычных пальцев гусениц неприменимы для расчета закрытого шарнира из-за податливости опор пальца (втулок).

Аналитическое определение изгибающих напряжений в пальцах закрытых шарниров дает наиболее точный результат при использовании схемы, в которой шарнир рассматривается как монолитная неразрезная многоопорная балка переменного сечения, нагруженная равномерно распределенными силами p_1 и p_2 на участках контакта втулок и проушин траков (рис. 67). Величина распределенных по длине нагрузок p_1 и p_2 находится как частное от деления растягивающего усилия T_p на общую длину рабочей части втулок, воспринимающих это усилие. В этом случае изгибающие напряжения на поверхности пальцев могут быть определены по формуле

$$\sigma_u = \frac{M_x}{W_x} \frac{d_0}{D_x}, \quad (281)$$

где d_0 — диаметр вписанной окружности профиля пальца;

D_x — наружный диаметр моноблока в рассматриваемом сечении x .

В действительности напряжения будут отличаться от определенных по этой формуле вследствие наличия зазоров в сопряжении и неодинаковой податливости втулок в разных сечениях.

Влияние этих факторов можно оценить и учесть только опытными коэффициентами. С этой целью было проведено экспериментальное исследование напряженного состояния пальцев в шарнирах со втулками четырех типоразмеров (в различной комбинации) для случаев стянутого и нестянутого шарниров. Нагрузка на траки менялась в диапазоне от 0,5 до 10 т.

На рис. 67 показаны экспериментальные и расчетные эпюры изгибающих напряжений в пальце шарнира гусеницы шириной

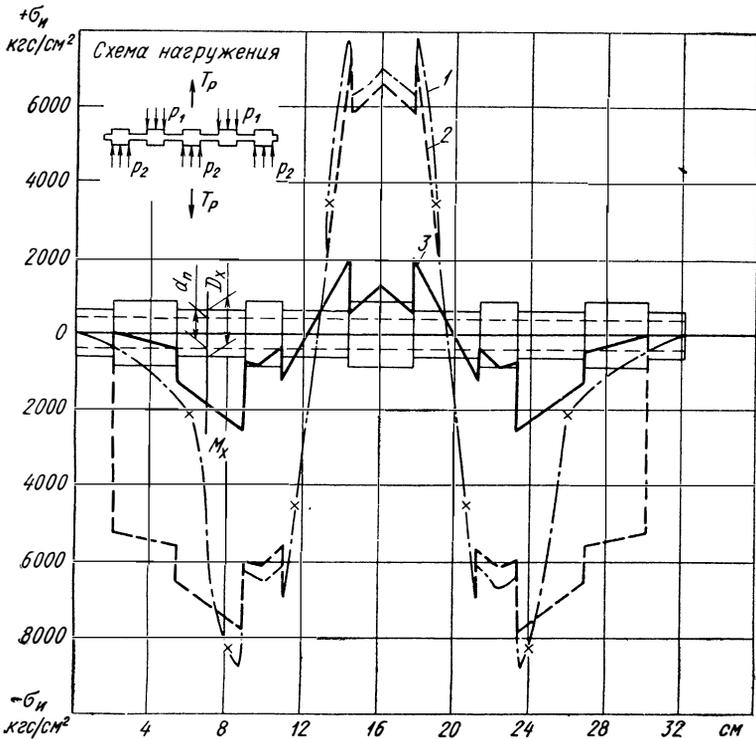


Рис. 67. Расчетные и экспериментальные эпюры напряжений в пальце шарнира

350 мм. Сравнение экспериментальных данных (кривая 1) с теоретическими (кривая 3), определенными по формуле (281), позволяет убедиться в том, что в некоторых сечениях шарнира расхождение значений напряжений значительное. Действительные напряжения в местах изменения сечений у средних втулок (т. е. в наиболее опасных местах) превосходят теоретические в 4—6 раз. Из этого следует, что при определении напряжений в пальце необходимо обязательно учитывать влияние зазоров в сопряжении и податливости втулок, т. е. их геометрические размеры. В результате анализа действительного характера распределения напряжений

может быть предложена формула, позволяющая с достаточной точностью найти их величину:

$$\sigma_u = \frac{M_x}{W_x} \frac{d_0}{D_x} + k_m \frac{16E d_0 b_r}{(L+l)^2}, \quad (282)$$

где k_m — опытный коэффициент монолитности;

L — общая длина втулки;

l — длина несущей поверхности;

b_r — радиальный зазор в сопряжении палец—втулка.

Значения коэффициента монолитности k_m следующие: для сечений на рабочей длине втулок 0,06—0,08; для сечений на заплечиках 0,16—0,18.

Эксперименты с втулками шарниров различных типоразмеров подтвердили справедливость данной формулы в широком диапазоне изменений отношения L/l и радиальных зазоров b_r . На рис. 67 (кривая 2) показана эпюра напряжений в пальцах, определенная по формуле (282).

Зная напряжения в сечениях, соответствующих стыку втулок, можно определить требуемую осевую силу и момент затяжки шарнира (см. гл. VIII). Применение силового стягивания пакета втулок решает вопрос стопорения резьбового соединения. Испытания различных вариантов стопорений показали, что наиболее надежным является силовой.

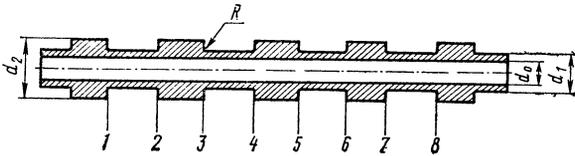
У гусениц небольшой ширины (до 350—400 мм) разборность шарнира может быть обеспечена и при использовании монолитного блока втулок (см. поз. 2 на рис. 63), т. е. в этом случае вместо составного пакета (втулки в сборе с пальцем) можно применить одну деталь — ступенчатый палец с резиновыми кольцами (моноблок). Достоинство конструкции такой гусеницы заключается в исключительной простоте, она по сложности не отличается от конструкции гусениц с обычным открытым шарниром. Собирают и разбирают гусеницы с моноблочным шарниром при помощи несложного приспособления, позволяющего выпрессовывать и запрессовывать палец.

Для предотвращения разрушений резиновых колец при этих операциях форма их вершин делается закругленной, зазоры между торцами проушин сводятся к минимальным, а со стороны наружных торцов траков в проушинах предусматриваются фаски, выполняющие роль направляющих конусов при запрессовке пальцев.

Применение моноблочного шарнира требует тщательной обработки конструкции пальца, так как его ступенчатая форма обуславливает концентрацию напряжений в местах перехода сечений и, как результат, понижение усталостной прочности по сравнению с втулками таких же размеров у составного шарнира. Это объясняется тем, что в составном шарнире при одинаковой нагрузке втулки испытывают меньшие напряжения, чем соответствующие слои моноблока, из-за большей деформации фасонного пальца и

Таблица 7

Результаты стендовых динамических испытаний пальцев гусеницы



Характеристика варианта конструкции пальца	Номера пальцев	Число отработанных циклов	Нагрузка в т		Номера мест разрушения
			наименьшая	наибольшая	
Радиус $R = 2$ мм у всех выступов, сквозное отверстие диаметром 15 мм, HRC 34—41	1	48 000	1,4	5	3, 4, 7
	2	84 000	2,7	9	2, 3, 4
	3	36 000	1,4	5	2, 4
	4	120 000	2,7	9	2, 3, 4
	5	342 000	2,7	9	2, 3, 4, 5
Радиус $R = 4,5$ мм у трех средних выступов, без отверстия, HRC 34—41	1	540 000	1,4	5	3, 4
	2	1 092 000	2,7	9	3
	3	7 140 000	2,7	9	3, 6
	4	3 075 000	2,7	9	2, 3, 4
Радиус $R = 4,5$ мм у трех средних выступов, отверстие диаметром 12 мм, HRC 34—41	1	1 806 000	2,7	9	2, 3, 4
	2	1 100 000	2,7	9	1, 2, 3
	3	153 000	1,4	5	2
	4	1 644 000	2,9	9	1, 2, 3, 4
	5	270 000	1,4	9	2
Радиус $R = 4,5$ мм у трех средних выступов, без отверстия, HRC 30—35	1	2 641 200	2,7	9	3, 5, 6
	2	2 830 000	2,5	7	3
	3	1 020 000	2,5	7	1, 2, 3, 4, 5
	4	11 709 000	2,7	9	1, 2
	5	10 080 000	2,7	9	1, 2, 3, 4
Радиус $R = 4,5$ мм у трех средних выступов, без отверстия, HRC 41—47	1	1 458 000	1,4	5	4
	2	1 941 000	2,7	9	3, 7
	3	2 226 000	2,7	9	3, 4, 5, 6
	4	21 960 000	2,7	9	—
	5	11 721 000	2,7	9	2, 4
Радиус $R = 4,5$ мм у трех средних выступов, накатка галтелей роликом, HRC 34—41	1	10 440 000	2,7	9	3, 4
	2	9 980 000	2,7	9	1, 2
	3	8 712 000	2,7	9	1, 2, 3, 4
	4	11 422 000	2,7	9	2, 3
	5	12 300 000	2,7	9	1, 2, 3

большей его нагруженности. Однако увеличение нагруженности пальца одинакового сечения по длине не так существенно сказывается на его усталостной прочности, как повышение напряженности ступенчатого блока.

Обеспечение требуемой прочности моноблока достигается в основном за счет улучшения качества материала, его твердости и введения закруглений (галтелей) в местах перехода сечений.

Некоторые экспериментальные данные по надежности пальцев моноблочной гусеницы приведены в табл. 7, которая дает представление о возможных мерах обеспечения прочности моноблоков.

Таблица 8
Изменение шага гусениц при ходовых испытаниях

Дорожные условия	Увеличение шага гусениц в мм/тыс. км с траками из сталей	
	титанистой	40ХС
Грунтовые заснеженные дороги	5,3	9,3
Бетон (зимой)	1,78	0,96
Грунтовые дороги в период распутицы	7,22	9,3
Бетон (летом)	5,0	3,5

Из табл. 7 видно, что разрушение моноблочных пальцев, как правило, происходит в сечениях срединных проушин, где уступом изменяется диаметр пальца. Это закономерно, так как в этих сечениях одновременно со скачкообразным увеличением изгибающих напряжений максимально проявляется эффект концентрации напряжений.

Повышение усталостной прочности пальца обеспечивается, как это подтверждается данными табл. 7, увеличением

момента сопротивления изгибу, повышением твердости материала и увеличением радиусов закруглений (галтелей).

Новый тип шарнирного соединения требует изменения конструкции трака, а в некоторых случаях и применения нового материала. Большинство траков изготавливают из стали 110Г13Л литьем. Принципиально траки с закрытыми шарнирами можно изготавливать из этой же стали. Однако при этом существенно повышается вес гусеницы, а если требуется механическая обработка проушин (что необходимо, например, при использовании моноблочных шарниров), то значительно усложняется технологический процесс изготовления траков. Все это обуславливает необходимость применения для изготовления гусениц с закрытым или резино-металлическим шарниром более технологичных марок сталей.

Экспериментальные исследования образцов траков на усталостную прочность и износ показывают возможность использования для изготовления траков сталей перлитного класса. При достаточно высоких значениях динамических нагрузок долговечность траков из этих сталей при испытаниях на пульсаторах достигает 500 000 циклов и более.

Достаточно высокая прочность траков из перлитных сталей подтверждается и ходовыми испытаниями в условиях высоких

ударных нагрузок. Лучшие результаты при сравнительных ходовых испытаниях на прочность и износостойкость имеет титанистая сталь и сталь 40ХС, работоспособность которых одинакова. В табл. 8 приведены данные сравнительных испытаний гусеницы с закрытым шарниром из этих сталей. Из табл. 8 видно, что интенсивность износа шарниров гусениц с траками из перлитной стали несколько ниже, чем при использовании траков из стали 110Г13Л (см. табл. 4). Однако конструкции гусениц с закрытым шарниром имеют износостойкость, достаточную для обеспечения требуемого срока службы движителя.

5. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ГУСЕНИЦ С ЗАКРЫТЫМИ И РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРАМИ

Работоспособность гусеничных цепей может быть оценена только в результате всесторонних испытаний их в различных грунтово-климатических условиях пробегом до предельного срока службы. Условия испытаний при этом должны обеспечить проявление действия максимального количества факторов, определяющих срок службы гусениц. Для гусениц с резино-металлическими и закрытыми шарнирами испытания должны предусматривать эксплуатацию в следующих характерных условиях:

- грунт с высокой абразивной активностью (кварцевый песок);
- грунт средней абразивной активности (суглинок, супесок);
- дороги с твердым искусственным покрытием (бетон, булыжник);
- длительное непрерывное воздействие высоких температур;
- длительное воздействие низких температур.

Такой комплекс почвенно-климатических условий позволяет определить износостойкость всех элементов гусениц (на абразивных грунтах), динамической и усталостной прочности деталей (бетон и длительная эксплуатация на неабразивных грунтах), работоспособности и прочности крепления неметаллических материалов в условиях высоких и низких температур, правильности выбора параметров шарнира и гусеницы, удобства ее эксплуатации, а также выявить устойчивость и надежность взаимодействия всех элементов гусеничного движителя.

Результаты ходовых испытаний в разнообразных почвенно-климатических условиях показывают, что применение закрытых шарниров обеспечивает существенное увеличение срока службы гусениц. Например, при эксплуатации машин на грунтовых дорогах с высокой абразивной активностью срок службы этих гусениц по сравнению со сроком службы обычных гусениц с открытым шарниром увеличивается в 1,8—2,2 раза. На грунтах средней активности увеличение срока службы достигает 60—90%, а на неабразивных грунтах ~40—50%. В среднем для смешанных условий эксплуатации применение закрытых шарниров позволяет увеличить долговечность гусениц в 2 раза. При этом важно отметить, что ресурс гусениц в абсолютных единицах измерения (в км или ч

работы) сохраняется одинаковым в любых условиях эксплуатации. Это понятно, так как увеличение шага гусениц с закрытым шарниром не зависит от типа грунта, а только от конструктивных особенностей и характера взаимодействия трущихся элементов шарнира, которые остаются во всех условиях неизменными.

Долговечность гусениц с резино-металлическим шарниром соответствует долговечности гусениц с закрытым шарниром, т. е. использование этих гусениц способствует повышению ресурса движителя также почти в 2 раза. Характер износа и причины, ограничивающие дальнейшее использование, различны для гусениц с закрытыми и резино-металлическими шарнирами. Это обусловлено их конструктивными особенностями.

Для гусениц с закрытым шарниром при нормальном функционировании всех элементов предельный срок службы определяется разрушением резиновых колец или величиной допустимого износа пары втулка—проушина. Если же нарушается монолитность блока втулок, то долговечность гусеницы существенно уменьшается. Изнашивается в этом случае только сопряжение палец—втулка.

Шаг гусеницы после нарушения посадки втулок резко возрастает. Так, например, относительное увеличение шага гусениц машины общим весом 8 *t* в разных дорожных условиях (независимо от типа грунта) составляет 0,4—0,6 *мм/тыс. км*. После нарушения монолитности шарнирного блока, шаг резко возрастает и его увеличение не отличается от прироста шага серийных гусеничных цепей, т. е. определяется характером абразивной среды.

В процессе эксплуатации ощущается некоторое преимущество гусениц со втулками, облицованными пластмассой. Срок службы таких гусениц в среднем больше на 0,8—1,5 тыс. *км*. Однако главное заключается в том, что износ проушин, работающих в паре с пластмассовыми втулками, очень незначителен. В среднем износ цельнометаллических (без облицовки) и пластмассовых втулок одинаков и в зависимости от условий применения машин колеблется в пределах 0,5—2,0 *мм*. Износ же проушин, контактирующих с облицованными втулками, составляет 0,3—0,5 *мм*. Это позволяет ремонтировать гусеницы за счет установки новых втулок в старые траки при условии сохранения работоспособности других элементов (гребней, беговой дорожки, грунтозацепов).

Работоспособность гусениц с резино-металлическими шарнирами определяется долговечностью резиновых колец, прочностью соединительных скоб и пальцев (параллельный шарнир) и монолитностью пакета втулок (последовательный шарнир). Последние факторы не менее важны, чем работоспособность резины. Опыт создания первых образцов гусениц показал, что причиной выхода их из строя были не разрушения резиновых колец, а износ профильных поверхностей пальца и втулок у последовательного шарнира и разрушение соединительных скоб у параллельного.

Устранение этих дефектов достигается обеспечением неподвижности посадки втулок на пальцах и увеличением усталостной прочности деталей, ограничивающих работоспособность гусениц.

Шаг гусеницы с резино-металлическим шарниром в отличие от шага гусениц с открытым и закрытым шарнирами в процессе

Таблица 9

Характеристика резино-металлических шарниров

Продольная жесткость в кгс/см ²			Угловая жесткость в кгс·см/см·рад		
в начале испытаний	в середине испытаний	в конце испытаний	в начале испытаний	в середине испытаний	в конце испытаний
1870	1780—2040	2180	212—245	204—232	153—163
1660	1745—1500	2230	189—210	148—165	131—136
2230	1705	1720	146—268	200—210	225—233
1780	2400	2080	160—213	193—220	203—221

эксплуатации почти не меняется. Увеличение шага за весь период эксплуатации составляет 2—4 мм. По этой причине за время эксплуатации гусениц приходится удалять из цепей всего один-два трака (у гусениц с закрытым шарниром — до пяти-шести).

Таблица 10

Гистерезисные потери в резино-металлических шарнирах

η_w при растяжении			η'_w при скручивании		
в начале испытаний	в середине испытаний	в конце испытаний	в начале испытаний	в середине испытаний	в конце испытаний
0,188	0,152—0,258	0,171—0,195	0,284—0,367	0,29—0,364	0,29—0,322
0,1615	0,117—0,23	0,156—0,224	0,166—0,205	0,325—0,407	0,334—0,488
0,183	0,12—0,137	0,137—0,140	0,27—0,36	0,275—0,34	0,212—0,37
0,175	0,154—0,160	0,105—0,140	0,25—0,28	0,225—0,29	0,19—0,25

Характеристики резино-металлических шарниров (продольная и угловая жесткость) с течением времени несколько меняются. При этом определенной закономерности изменения свойств, общей для всех рецептур резин, не наблюдается (табл. 9 и 10), поэтому сделать вывод о запасе хода шарнира по промежуточным значениям его жесткости невозможно.

6. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Зацепление гусениц с ведущими колесами определяет работоспособность движителя. Нередко нарушение зацепления является причиной, ограничивающей дальнейшую эксплуатацию машины.

В связи с этим выбор типа гусениц должен предусматривать использование такого способа зацепления, который обеспечивал бы нормальную работу движителя в объеме заданного срока службы. В гл. V были рассмотрены вопросы теории зацепления, на основании которых сформулированы рекомендации по выбору оптимальных параметров зацепления при его профилировании. Основными из них являются следующие.

При разработке гусениц с закрытым шарниром:

выбор углов давления, исходя из диапазона изменения усилий в рабочей и свободной ветвях обвода;

использование толкающего способа зацепления;

снижение удельных давлений в зоне контакта за счет применения прямого профиля зуба и цевки.

При разработке гусениц с упругим резино-металлическим шарниром:

стабилизация трака и снижение нагрузки на зуб за счет подпора плиты;

уменьшение вероятности подхвата гусеницы путем соответствующего выбора шага (по ведущему колесу) и профиля зуба.

Ходовые испытания движителей в различных дорожно-климатических условиях подтверждают эффективность этих мероприятий, особенно при разработке гусениц с жестким закрытым шарниром.

В табл. 11 приведены данные об относительном износе элементов зацепления гусениц с закрытым шарниром (толкающий способ).

Таблица 11

Относительный износ элементов зацепления

Тип гусениц, способ зацепления	Элемент зацепления	Относительный износ в мм/тыс. км пробега				
		Песчаный грунт	Песчаный грунт, участки супеска и суглинка	Песчано-каменистый грунт	Супесчано-суглинистый грунт	Лесовые пески
С закрытым шарниром, толкающий	Передний профиль: зуба	0,84—0,95	0,67—0,76	0,36—0,85	0,3	0,18—0,33
	цевки	0,21	0,32—0,35	0,04—0,06	0,35	0,12—0,14
С открытым шарниром, тянущий	Передний профиль: зуба	1,8—2,8	1,9	1,1—1,2	0,67	1,13
	цевки	0,94—1,1	0,95	0,12—0,2	0,5	0,9

Из этих данных видно, что износ переднего профиля зубьев венцов ведущих колес при использовании толкающего способа зацепления в 2,5—3,5 раза ниже, чем при тянущем, а износ профиля цевки в 3—5 раз меньше. Резкое снижение износа объясняется в первую очередь тем, что при толкающем способе зацепления поворот цевки на первом зубе, где нормальная нагрузка максимальна, отсутствует. Поворот ее относительно зуба происходит на выходе, где давление незначительно, а в некоторых случаях даже отсутствует (цевка отходит перед поворотом от переднего профиля).

Правильный выбор угла давления обеспечивает устойчивое положение цевки на дуге охвата в большом диапазоне тяговых нагрузок. Контактные напряжения при этом незначительные, так как контактирующие профили цевки и зубьев выполнены прямыми. Положительное влияние на износостойкость зацепления оказывает и стабильность шага у гусениц с закрытым шарниром.

Венцы ведущих колес в случае использования толкающего зацепления обеспечивают заданный пробег движителя без их перестановки. С учетом возможностей перестановки венцов и использования в последующем тыльного профиля зуба долговечность ведущих колес при толкающем способе может быть дополнительно повышена.

Для проверки работоспособности зацепления гусениц с резино-металлическим шарниром ходовым испытаниям подвергались несколько конструкций венцов на одной и той же машине.

В результате испытаний установлено, что наиболее высокую износостойкость имеют венцы с подпором трака по всей длине плиты. Это подтверждает положение, изложенное в гл. V, что работоспособность зацепления может быть существенно повышена в результате перенесения части нагрузки с зубьев на опорные площадки.

Применение различных материалов (или даже наплавка твердым сплавом), так же как и изменение профиля, заметного снижения износа в случае применения гусениц с резино-металлическим шарниром не дает. Так, например, для обеспечения пробега двух комплектов резино-металлических гусениц в течение их срока службы на песчаном грунте потребовалось восемь комплектов венцов различных конструкций. Применение же подпора, позволяющего разгрузить зуб, не только заметно снизило интенсивность износа переднего профиля (с 2,0—3,6 до 1,2—1,4 мм/тыс. км), но и значительно увеличило долговечность венцов (срок службы их до разрушения). В результате этого общий срок службы венцов стал равным сроку службы гусениц с резино-металлическим шарниром.

Глава VII

ХОДОВЫЕ КАЧЕСТВА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Конструктивные особенности гусеничного движителя и соотношение различных его параметров сказываются на ходовых качествах машины. В первую очередь это отражается на таких показателях, как потери мощности в ходовой части, тягово-динамические и экономические свойства, проходимость, надежность. В значительной степени ходовые качества зависят от типа гусениц и зацепления, поэтому целесообразно рассмотреть каким образом меняются параметры, характеризующие эксплуатационные качества машины, в зависимости от конструкции гусениц, способа зацепления, схемы обвода, предварительного статического натяжения, условий эксплуатации и других факторов.

1. ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В ГУСЕНИЧНОМ ДВИЖИТЕЛЕ

Собственно потери мощности в гусеничном движителе без учета потерь, связанных с деформированием грунта, складываются из следующих основных составляющих:

$$N_{зд} = N_{ш} + \sum N_{к} + \sum N_{уд} + N_{з},$$

где $N_{ш}$ — потери мощности в шарнирах гусеницы;

$\sum N_{к}$ — суммарные потери на трение в опорных и поддерживающих катках и подшипниках ведущего и направляющего колес;

$\sum N_{уд}$ — потери мощности, возникающие в результате ударов между звеньями гусениц и деталями, оформляющими контур обвода;

$N_{з}$ — потери мощности в зацеплении.

Основная доля всех затрат мощности в движителе приходится на трение в шарнирах: внешнее в гусеницах с открытым шарниром, внутреннее в ленточных гусеницах и гусеницах с резино-металлическими шарнирами, комбинированное (и внешнее и внутреннее) в гусеницах с закрытым шарниром.

Следующей по величине составляющей потерь, особенно в гусеницах, обладающих значительной продольной податливостью,

являются потери на трение между элементами зацепления при входе трака в зацепление, при перемещении его по дуге охвата и выходе при из зацепления.

Если пренебречь провисанием ветвей, то потери мощности на трение в шарнирах будут иметь место только в точках перегиба обвода, т. е. в точках сопряжений свободно провисающих и дуговых ветвей.

Углы поворота траков в точках перегиба следующие: под ведущим колесом $2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}}$ (где $d_{ок}$ — диаметр опорного катка); под направляющим колесом $2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}}$; на ведущем колесе $\frac{2\pi}{z}$ (где z — количество зубьев ведущего колеса); на направляющем колесе $2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{нк}}$ (где $d_{нк}$ — диаметр направляющего колеса).

Мощность, теряемую в шарнире, можно найти, определив работу трения. В случае внешнего трения, т. е. в гусеницах с открытым шарниром, работа трения в каждом шарнире

$$W_i = \mu r_{ш} T_i \varphi_i, \quad (283)$$

где μ — коэффициент трения;

$r_{ш}$ — радиус проушины;

T_i — суммарное растягивающее усилие в соответствующей точке перегиба обвода;

φ_i — угол поворота траков один относительно другого в данной точке перегиба.

За один оборот обвода каждый шарнир проходит все точки перегиба. Работа трения за весь цикл перемещения шарнира по обводу

$$W_{ш} = \mu r_{ш} \sum T_i \varphi_i$$

или

$$W_{ш} = \mu r_{ш} (T_{св} \psi_{обв} + P_{вк} \psi_p). \quad (284)$$

В данном выражении угол $\psi_{обв}$ представляет собой сумму всех углов складывания (и распрямления) траков в точках перегиба, а угол ψ_p — сумму только тех углов, которые относятся к точкам перегиба, находящимся под тяговой нагрузкой (точкам перегиба участков рабочей ветви). С учетом того, что работа трения происходит и при складывании траков и при их распрямлении, полная сумма углов, на которых совершается работа:

$$\psi_{обв} = 2 \left(4 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}} + \frac{2\pi}{z} + 2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{нк}} \right). \quad (285)$$

Эта величина $\psi_{обв}$ одинакова для схемы как с передним, так и с задним расположением ведущего колеса и определяется общей формой гусеничного обвода и конструктивными особенностями элементов движителя. При использовании мелкозвенчатых гусе-

ниц сумма углов складывания меньше, при этом меньше и потери мощности на перематывание обвода.

Угол ψ_p не одинаков для схем с передним и задним расположением ведущего колеса:

при переднем расположении

$$\psi_{pn} = 4 \left(\operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}} + \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{нк}} \right) + \frac{2\pi}{z};$$

при заднем расположении

$$\psi_{ps} = 4 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}} + \frac{2\pi}{z}.$$

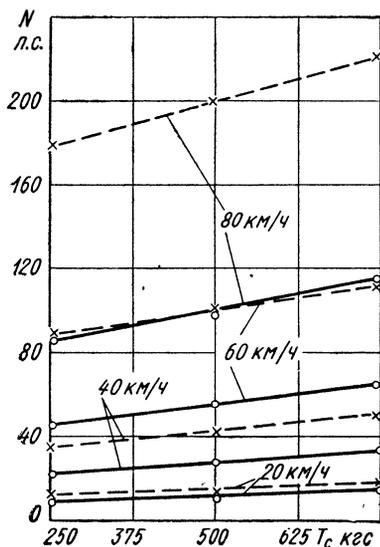


Рис. 68. Зависимость потерь мощности от предварительного статического натяжения при заднем расположении ведущего колеса (— — гусеница с закрытым шарниром; — гусеница с открытым шарниром)

Суммируя работу трения во всех шарнирах обвода и деля ее на время, в течение которого происходит одно перематывание обвода, получим выражение для определения потерь мощности в шарнирах гусеницы:

$$N_{ш} = \frac{\mu r_{ш} v}{l_0} (T_{св} \psi_{обв} + P_{вк} \psi_p). \quad (286)$$

В жестком обводе статическая составляющая натяжения зависит только от тяговой нагрузки и не зависит от скорости перематывания обвода (обвод не меняет своей геометрии). В связи с этим силу $T_{св}$ можно найти, используя формулу (14). Тогда мощность, теряемая в шарнирах:

$$N_{ш} = \frac{\mu r_{ш} v \psi_{обв}}{l_0} \times \left[T_c + T_{ц} + P_{вк} \left(\frac{\psi_p}{\psi_{обв}} - \frac{l_p}{l_p - l_{св}} \right) \right]. \quad (287)$$

Как следует из выражения (287), увеличение предварительного натяжения на любом режиме приводит к увеличению потерь мощности. На рис. 68 показан график, построенный по результатам экспериментального исследования потерь мощности, из которого видно, что с увеличением предварительного натяжения потери мощности линейно возрастают.

Увеличение тяговой нагрузки, так же как и увеличение статического натяжения, приводит к увеличению потерь мощности. Однако к. п. д. двигателя при этом возрастает, так как сила тяги увеличивается.

Из выражений (286) и (287) видно, что потери в шарнире прямо пропорциональны диаметру проушины (пальца), поэтому приме-

нение многопроушинных траков, в которых диаметр пальца может быть значительно меньше, чем в трех- или пятипроушинных траках, с точки зрения снижения потерь более целесообразно. Гусеницы же с закрытым шарниром в этом отношении уступают обычным гусеницам с открытым шарниром (см. рис. 68), так как диаметр проушин у них (в сопоставимых весовых классах машин) больше. Следовательно, больше и потери мощности при сухом трении. Однако в реальных условиях эксплуатации при наличии

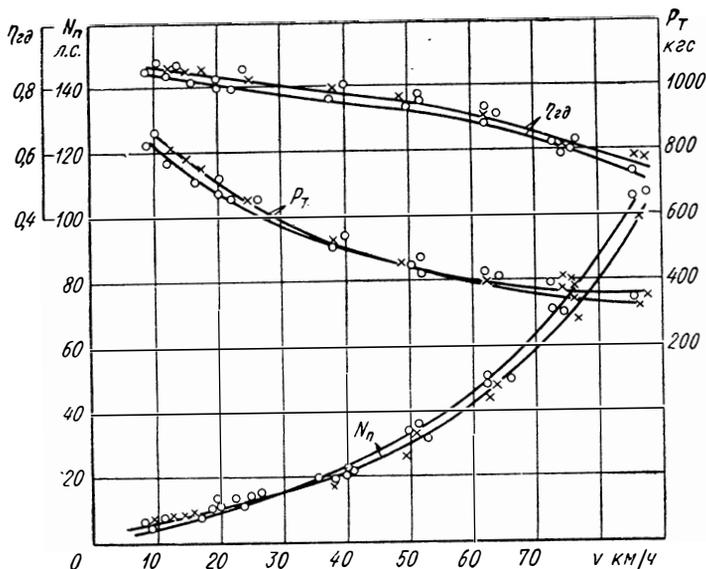


Рис. 69. Зависимость потерь мощности и к. п. д. движителя от скорости для гусениц с открытым шарниром ($q = 56,7$ кг/м, $T_c = 250 \div 750$ кгс)

абразива в зоне трения потери в открытых шарнирах резко возрастают и становятся больше, чем в закрытых.

Потери мощности на внешнее трение в шарнирах зависят от скорости движения. Изменение мощности $N_{ш}$ с увеличением скорости происходит нелинейно. Выражение (287) [при постоянной тяговой нагрузке (постоянном сопротивлении движению) и неизменном статическом натяжении можно представить состоящим из двух членов:

$$N_{ш} = \frac{\mu r_{ш} \psi_{обв}}{l_0} v \left[T_c + P_{вк} \left(\frac{\psi_p}{\psi_{обв}} - \frac{l_p}{l_p - l_{св}} \right) \right] + \frac{\mu r_{ш} \psi_{обв} q}{l_0 g} v^3.$$

Первый член этого равенства увеличивается прямо пропорционально скорости, второй же находится в кубической зависимости от скорости. В связи с этим к. п. д. гусеничного движителя при использовании гусениц с открытым или закрытым шарниром

с увеличением скорости резко уменьшается. На рис. 69 в качестве примера приведены экспериментальные значения потерь мощности и к. п. д. гусеницы с открытым шарниром. При повышении скорости перематывания обвода до 70—80 км/ч к. п. д. движителя уменьшается от 0,83 до 0,5. Относительно высокие значения к. п. д. движителя в данном случае получены за счет того, что диаметр проушины у гусениц минимально возможный (16 мм).

Как уже отмечалось выше, потери мощности и к. п. д. движителя неодинаковы для схем обвода с задним и передним расположением ведущего колеса.

Рис. 70. Зависимость отношения $N_{шп}/N_{шз}$ от силы тяги на ведущем колесе

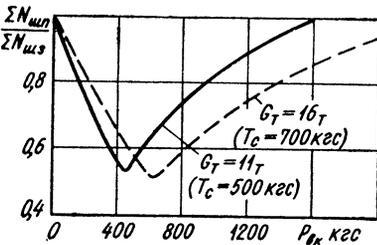


Таблица 12

Суммарные углы поворота траков

Масса машины в т	T_c в кгс	$\Psi_{обв}$ в градусах	$\Psi_{рп}$ в градусах	$\Psi_{рз}$ в градусах
11	500	168	114	64
16	700	210	134	76

Действительно, если взять отношение потерь мощности в шарнирах для этих схем обводов, то можно получить:

$$\frac{N_{шп}}{N_{шз}} = \frac{T_c + T_{ц} + P_{вк} \left(\frac{\Psi_{рп}}{\Psi_{обв}} - \frac{l_{рп}}{l_{рп} - l_{свп}} \right)}{T_c + T_{ц} + P_{вк} \left(\frac{\Psi_{рз}}{\Psi_{обв}} - \frac{l_{рз}}{l_{рз} - l_{свз}} \right)}. \quad (288)$$

В этом выражении члены с индексом n соответствуют схеме с передним расположением ведущего колеса, с индексом $з$ — схеме с задним расположением ведущего колеса.

Зависимость (288) для двух гусеничных машин при различных статических натяжениях показана на рис. 70. Значения соответствующих углов приведены в табл. 12.

При определенных тяговых нагрузках, как это видно из графика на рис. 70, отношение $N_{шп}/N_{шз}$ меньше единицы, т. е. при этих режимах работы потери мощности меньше в схеме с передним расположением ведущего колеса. На режимах, где это отношение больше единицы, потери будут меньше в схеме движителя с задним расположением ведущего колеса.

При изменении скорости движения меняется величина отношения $N_{шп}/N_{шз}$, но принципиальные закономерности при этом остаются теми же. Таким образом, зная вероятные условия эксплуатации машины, можно по уравнению (288) определить целесообразную схему гусеничного движителя.

В упругих резино-металлических шарнирах потери мощности обуславливаются иными причинами и факторами, чем в жестких металлических.

Работа сил внутреннего трения, совершаемая за цикл скручивания — распрямления смежных траков,

$$W_i = \eta'_{iw} \frac{m_0 b}{2} \varphi_i^2. \quad (289)$$

За один цикл перематывания обвода в каждом резино-металлическом шарнире совершается работа внутренних диссипативных сил

$$W_{iw} = \eta'_{iw} \frac{m_0 b}{2} \sum \varphi_i^2. \quad (290)$$

В данном случае сумма квадратов всех углов складывания траков

$$\sum \varphi_i^2 = 8 \left(\operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{ок}} \right)^2 + \left(\frac{2\pi}{z} \right)^2 + \left(2 \operatorname{arctg} \frac{l_0}{d_{нк}} \right)^2. \quad (291)$$

Суммируя, как и ранее для случая жесткого шарнира, работу внутренних сил по всему обводу и деля ее на время одного перематывания, получаем мощность потерь в обводе с резино-металлическими гусеницами:

$$N_{iw} = \eta'_{iw} \frac{m_0 b v}{2 l_0} \sum \varphi_i^2. \quad (292)$$

Данное выражение отличается от подобного выражения (286) для жесткого шарнира тем, что потери в резино-металлическом шарнире не зависят от растягивающих усилий, действующих в обводе, т. е. при любой тяговой нагрузке потери мощности одинаковы. Потери мощности зависят от угловой жесткости шарнира m_0 , коэффициента внутренних потерь при скручивании η'_{iw} и скорости движения. С увеличением скорости потери в шарнирах пропорционально увеличиваются. Соответственно этому к. п. д. движителя с резино-металлическими гусеницами с увеличением скорости падает менее интенсивно, чем к. п. д. движителя с жестким обводом (рис. 71), с увеличением скорости он линейно уменьшается.

Потери мощности в шарнирах упругого обвода не зависят от места расположения ведущего колеса, так как при любой схеме сумма углов складывания траков остается одинаковой [см. выражение (291)]. Однако общие потери мощности с учетом потерь в зацеплении зависят от места расположения ведущего колеса. Как уже было отмечено в гл. V, тяговое усилие, передаваемое опорными элементами ведущего колеса, больше при заднем расположении ведущего колеса. В связи с этим вероятность скольжения скоб по зубьям так же, как и скольжения траков по опорным элементам, больше в случае переднего расположения ведущего

колеса, поэтому в этой схеме двигателя общие потери мощности больше, чем в схеме с задним расположением ведущего колеса. Это видно из графика (рис. 72), построенного по результатам экспериментального исследования двигателя с резино-метал-

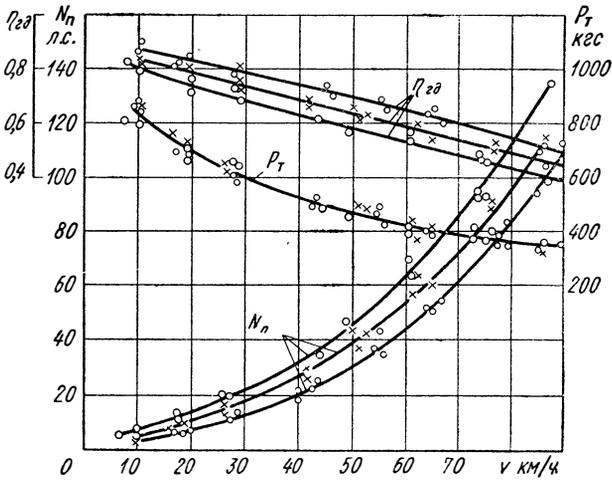


Рис. 71. Потери мощности и к. п. д. гусеничного двигателя при использовании гусениц с резино-металлическими шарнирами ($q = 56,7 \text{ кг/м}$, $T_c = 250 \div 750 \text{ кгс}$)

лическими гусеницами на универсальном стенде. Изменение статического натяжения в упругом обводе, хотя прямо и не сказывается на потерях мощности, однако косвенно через отношение

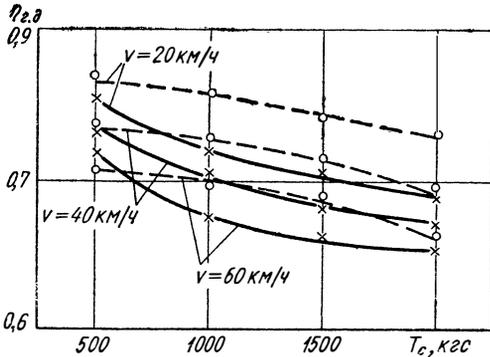


Рис. 72. Влияние статического натяжения на к. п. д. упругого обвода, (— переднее расположение ведущего колеса, - - - заднее расположение)

$\frac{T_{св}}{T_p}$ влияет на скольжение траков по опорным площадкам и в итоге — на к. п. д. двигателя (рис. 72).

Увеличение статического натяжения, способствуя разгрузке зубьев ведущего колеса, понижает к. п. д. двигателя из-за неизбежного скольжения траков по опорным элементам при более высоких нормальных нагрузках на режимах, когда $P_{вк} > P_{оп. вк}$.

Потери мощности в движителе с гусеницами с закрытым шарниром складываются из составляющих, определяемых выражениями (286) и (292). При этом в выражении (292) вместо величины b необходимо подставить значение суммарной ширины резиновых колец. Однако общие потери не являются суммой значений, определяемых по выражениям (286) и (292). Дело в том, что резиновые кольца частично воспринимают растягивающую нагрузку. Их относительный натяг составляет, как правило, не менее 30%, поэтому на опорную часть шарнира действует сила, меньшая, чем

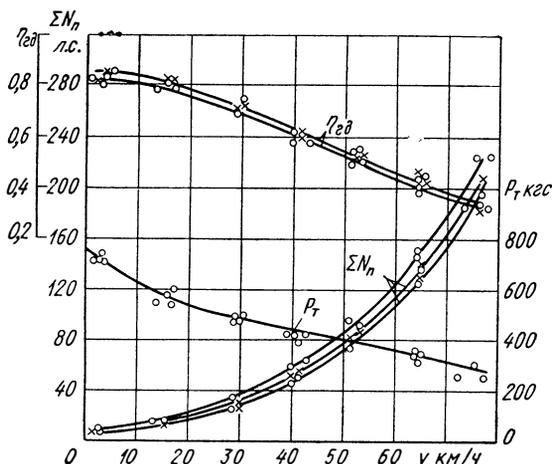


Рис. 73. Потери мощности в движителе с гусеницами с закрытым шарниром ($q = 67 \text{ кг/м}$, $T_c = 250 \div 750 \text{ кгс}$)

натяжение в обводе. При больших тяговых усилиях эффект разгрузки шарнира резиновыми уплотнениями мал, в связи с чем его можно не учитывать. В этом случае также можно пренебречь и сопротивлением от скручивания резиновых колец, поскольку доля гистерезисных потерь при относительно небольшой ширине резиновых колец по сравнению с потерями на трение не существенна. Пренебрежение этими двумя факторами взаимно компенсируется, так как они вызывают изменение общих потерь, один в сторону их увеличения, другой, наоборот, в сторону уменьшения.

Экспериментальные исследования (рис. 73) показывают, что характер изменения потерь в закрытых шарнирах при значительных тяговых нагрузках такой же, как и в открытых, т. е. для этих условий справедливо выражение (286).

При малых тяговых усилиях разгрузка шарнира уплотнениями становится значительной — уменьшается составляющая потеря от трения скольжения. В результате потери мощности

в гусеницах с закрытым шарниром уменьшаются по сравнению с потерями в гусеницах с открытым шарниром даже при значительно большем диаметре проушин у первых.

На рис. 74 приведены результаты экспериментального исследования потерь двух гусениц: с открытым и закрытым шарниром на одной и той же машине. При этом диаметр проушин гусениц с открытым шарниром 20 мм, а с закрытым 35 мм. Несмотря на такое различие в диаметрах проушин к. п. д. движителя при установке гусениц с закрытым шарниром больше, чем при гусеницах

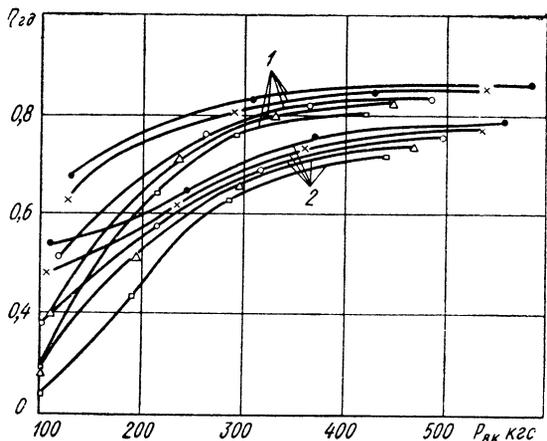


Рис. 74. К. п. д. гусеничного движителя при установке гусениц с открытым и закрытым шарнирами:

1 — гусеница с закрытым шарниром; 2 — гусеница с открытым шарниром

с открытым шарниром, в широком диапазоне изменения тягового усилия на гусенице — до 600 кгс ($f_m = 0,2$). Исходя же из выражения (286) потери в шарнирах этой гусеницы должны были бы быть на 57% больше, чем в гусенице с открытым шарниром. На самом деле этого нет, поэтому увеличение диаметра проушин траков в связи с применением закрытого шарнира не представляется с точки зрения потерь мощности фактором, ограничивающим применение этих гусениц.

Степень разгрузки несущих элементов шарнира от растягивающих усилий определить трудно, поэтому найти точное аналитическое выражение для потерь мощности в шарнирах тоже трудно. На основании обработки экспериментальных данных о мощностном балансе движителя можно рекомендовать следующие эмпирические зависимости для определения к. п. д. гусеничного движителя машин легких весовых категорий (до 8—10 т):

при использовании гусениц с закрытым шарниром

$$\eta_{гд} = 0,83 - 0,398e^{-4,675f_m G} + 0,0015(12,5 - v)^k,$$

при использовании гусениц с открытым шарниром

$$\eta_{\partial} = 0,78 - 0,525e^{-5,15f_m G} + 0,0015(12,5 - v)^k,$$

где v — скорость в км/ч;

k — коэффициент, учитывающий влияние скорости и равный 1,1 для тяжелых и 1,15 для легких условий движения.

Данные выражения учитывают все виды потерь в гусеничном движителе, т. е. потери в шарнирах и в зацеплении, а также в подшипниковых узлах.

2. ВЛИЯНИЕ ТИПА ШАРНИРА ГУСЕНИЦЫ НА ХОДОВЫЕ КАЧЕСТВА ДВИЖИТЕЛЯ

Так как потери в гусеничном движителе зависят от типа гусеничной цепи, то и ходовые качества движителя во многом определяются конструкцией гусеницы. Тем более, что тип шарнирного соединения обуславливает не только потери мощности в движителе, но и уровень динамической нагруженности обвода, особенности взаимодействия опорной ветви обвода с грунтом. Все это не может не сказаться на эксплуатационных свойствах машины.

Обычно ходовые качества гусеничной машины оцениваются следующими показателями: удельной силой буксирования (коэффициентом сопротивления качению); расходом топлива на различных скоростях движения; временем разгона до максимальной скорости; предельной силой тяги по сцеплению (коэффициентом сцепления).

Как будет показано ниже, тип шарнирного соединения влияет на все эти показатели. При этом степень влияния почти не зависит от весового (тягового) класса машины. Такой вывод следует из анализа результатов экспериментального исследования гусеничных машин различных весовых категорий вплоть до 36 т. Здесь мы рассмотрим лишь характер изменения ходовых качеств машин двух наиболее типичных весовых категорий — общим весом 8 и 16 т. На машинах массой 8 т исследованию подвергались гусеницы с открытым и закрытым шарнирами в двух вариантах: с втулками, облицованными пластмассой, и с втулками без пластмассы (цельнометаллическими). На машинах массой 16 т определялись показатели для всех типов гусениц: с открытым, закрытым и резино-металлическим шарнирами. Масса гусениц различных типов у каждого класса машин отличается не более, чем на 20%.

Сравнение гусениц с закрытыми шарнирами с обычными гусеничными цепями (с открытым шарниром) показывает, что установка гусениц с закрытым шарниром существенно улучшает тягово-динамические и экономические качества машины. Причем более заметно это проявляется на гусеницах с облицованными пластмассой втулками. Так, усилие P_f буксирования машины с гусеницами с закрытым шарниром в скоростном диапазоне 2—40 км/ч

меньше, чем машины с обычными гусеницами: при установке цельнометаллических втулок на 10—21%, при установке втулок, облицованных полиамидом, на 20—34%.

Подобное соотношение усилий сохраняется в течение всего срока службы (рис. 75). На изношенных гусеницах снижение усилия перекачивания соответственно составляет 5—10% и 20—28%.

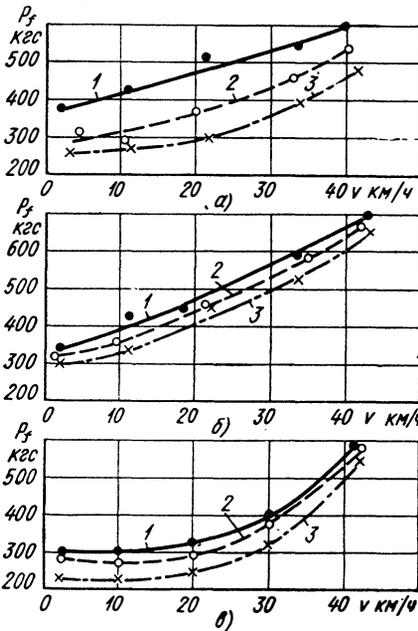


Рис. 75. Зависимость сопротивления перекачиванию машины ($G_T = 8,2 \text{ т}$) от скорости на бетоне:

а — новые гусеницы; б — после 50% пробега; в — изношенные гусеницы; 1 — серийные гусеницы; 2 — гусеницы с закрытым шарниром с пластмассой; 3 — гусеницы с закрытым шарниром без пластмассы

ние расхода топлива в среднем составляет: на низких скоростях (до 10 км/ч) около 15% в случае использования втулок, облицованных пластмассой, и около 10% при установке цельнометаллических втулок; на повышенных скоростях соответственно ~10 и 5%.

В тяжелых условиях движения ($f_m > 0,06$) разница в расходах топлива еще больше возрастает. В среднем снижение расхода топлива при использовании гусениц с пластмассовыми втулками шарниров по сравнению с серийными составляет 17—20%, а при использовании гусениц с цельнометаллическими втулками 7—10%.

На рис. 76 приведена экономическая характеристика машины ($G_m = 8 \text{ т}$) при движении по задерненному грунту, которая

При использовании гусениц с резино-металлическими шарнирами уменьшение сопротивления качению по сравнению с обычными гусеницами в легких условиях движения (бетон) отмечается только на повышенных скоростях движения, а на тяжелых грунтах на всех скоростях. На малых скоростях в легких условиях движения (бетон, укатанный грунт) коэффициент сопротивления качению у движителя с этими гусеницами даже несколько выше (табл. 13), чем у обычного движителя с гусеницами с открытым шарниром.

Уменьшение потерь мощности в движителе при использовании гусениц с закрытыми и резино-металлическими шарнирами отражается и на экономических показателях. Расход топлива снижается как при движении по дорогам, так и по тяжелым грунтам.

В легких условиях движения при установке гусениц с закрытым шарниром уменьшение

показывает преимущество гусениц с закрытым шарниром по сравнению с обычными гусеницами.

Применение закрытых и резино-металлических шарниров требует увеличения диаметра проушин и, как следствие, некоторого увеличения массы гусениц. В среднем по сравнению с обычными гусеничными цепями гусеницы с закрытым и с резино-металлическим шарниром тяжелее на 15—30%. Это увеличивает момент инерции движителя и величину суммарных сопротивлений при разгоне, однако увеличение крутящего момента при разгоне вследствие увеличения момента инерции компенсируется снижением момента, обусловленным меньшим коэффициентом трения в шарнире. В связи с этим динамические качества машины не ухудшаются (табл. 14).

Как правило, установка гусениц с резино-металлическими шарнирами улучшает динамические качества машины, так же как и установка гусениц с закрытыми шарнирами.

Таблица 13

Коэффициенты сопротивления качению

Тип гусениц	Коэффициент сопротивления качению (при $v = 3 \text{ км/ч}$)	
	бетон	песок
С открытым шарниром	0,024—0,025	0,069—0,07
С закрытым шарниром	0,025—0,0255	0,063—0,065
С резино-металлическим шарниром	0,03—0,031	0,062—0,063

На рис. 77 приведен график зависимости расхода топлива одной и той же машины с гусеницами с закрытым и резино-металлическим шарнирами. Характер изменения зависимости $Q = f(v)$, представленной на графике, является типичным и отра-

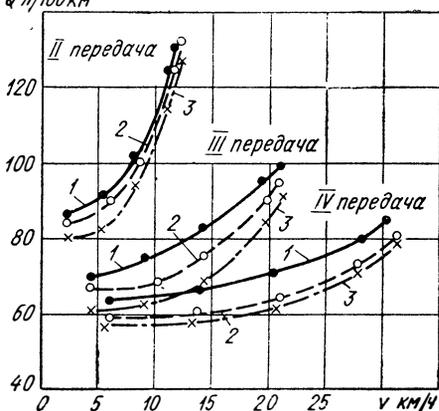


Рис. 76. Экономическая характеристика при движении по задерненному грунту (обозначения те же, что и на рис. 75)

Экономия топлива при установке гусениц с резино-металлическим шарниром на повышенных скоростях движения несколько больше, чем при использовании гусениц с закрытым шарниром. В среднем по сравнению с серийными гусеничными цепями гусеницы с закрытым и резино-металлическим шарниром позволяют уменьшить расход топлива у быстроходных транспортных машин при движении по хорошим дорогам на 5—10%, при движении по разбитым грунтовыми дорогам на 10—15%.

Динамические качества машины с различными гусеницами

Показатель	Тип гусениц		
	с открытым металлическим шарниром	с закрытым шарниром без пластмассовой втулки	с закрытым шарниром с пластмассовой втулкой
Время разгона до максимальной скорости (42 км/ч) в сек	29,5	28,5	28,2
Путь разгона до максимальной скорости (42 км/ч) в м	208	211	208
Путь свободного выбега от максимальной скорости до полной остановки в м	177	186	261

жает две особенности, обусловленные конструкцией этих гусениц. Первая заключается в том, что увеличение расхода топлива с увеличением скорости при установке разных гусениц неодинаково. При использовании гусеничных цепей с закрытым шарниром расход топлива возрастает значительно интенсивней, чем при использовании гусениц с резино-металлическим шарниром. Закон изменения расхода топлива следует закону изменения потерь мощности в гусеничном движителе: при установке гусениц с закрытым шарниром расход возрастает в степенной функции от скорости, т. е. аналогично зависимости (287), а при установке гусениц с резино-металлическим шарниром увеличивается пропорционально

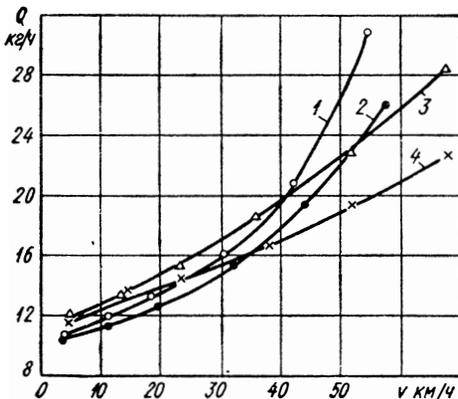


Рис. 77. Влияние типа гусениц на удельный расход топлива:

1 — гусеница с закрытым шарниром при $T_c = 500$ кгс; 2 — то же при $T_c = 300$ кгс;
3 — гусеница с резино-металлическим шарниром при $T_c = 1500$ кгс; 4 — то же при $T_c = 500$ кгс

росту скорости согласно выражению (292). Вторая особенность состоит в том, что преимущество того или иного типа гусениц по расходу топлива (и по потерям мощности) проявляется только в определенном скоростном интервале. В диапазоне низких и средних скоростей движения (до 30—40 км/ч) при одинаковом статическом натяжении более эффективно применение гусениц с закрытым шарниром, так как расход топлива в этом случае меньше, чем при установке резино-металли-

ческой гусеницы.

В диапазоне низких и средних скоростей движения (до 30—40 км/ч) при одинаковом статическом натяжении более эффективно применение гусениц с закрытым шарниром, так как расход топлива в этом случае меньше, чем при установке резино-металли-

ческих гусениц. На режимах работ с высокими скоростями (50—60 км/ч), наоборот, большее снижение расхода топлива получается при использовании гусениц с резино-металлическим шарниром.

Таким образом, для уменьшения расхода топлива на тракторах и относительно тихоходных транспортных машинах целесообразно применять гусеницы с закрытым шарниром, на быстроходных машинах — гусеницы с резино-металлическим или закрытым шарнирами. На быстроходных машинах, предназначенных для различных целей или работающих при большой тяговой нагрузке, применение гусениц с резино-металлическим шарниром в ряде случаев ограничивается другими факторами (вытяжка под нагрузкой, нарушение работы зацепления и т. п.). Поэтому машинам такого типа в большей степени соответствуют гусеничные цепи с закрытым или резино-металлическим шарниром с ограничителем деформации.

Сцепные качества гусениц в основном зависят от конструкции опорной поверхности трака (формы грунтозацепа, его высоты, давления под грунтозацепом и т. п.). Практически сцепные качества не связаны с типом шарнирного соединения, поэтому при любом типе шарнира можно обеспечить хорошее сцепление гусениц с грунтом. В табл. 15 приведены коэффициенты сцепления; из таблицы видно, что сцепные качества гусениц с различными шарнирными соединениями примерно одинаковые.

Таблица 15

Коэффициенты сцепления машин с различными гусеницами

Масса машины в т	Тип гусеницы	Коэффициент сцепления (средние значения)	
		Бетон	Задерненный луг
8	{ С закрытым шарниром	0,44	0,71
	{ » открытым »	0,37	0,71
16	{ С резино-металлическим шарниром	0,51	0,66
	{ » открытым шарниром	0,47	0,72
	{ » закрытым »	0,46	0,70

3. ВЛИЯНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СТАТИЧЕСКОГО НАТЯЖЕНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА МАШИНЫ

При теоретическом анализе нагруженности гусеничного движителя было установлено, что величина предварительного статического натяжения в значительной степени влияет на динамику движителя, устойчивость работы обвода и на величину потерь мощности, поэтому правильный выбор предварительного стати-

ческого натяжения оказывает заметное влияние на ходовые качества движителя.

Для обеспечения устойчивой работы обвода целесообразно, как это уже отмечалось в гл. III, повышать статическое натяжение. Особенно это необходимо для упругих обводов, в которых попеременные колебания ветвей возбуждаются значительно легче, чем в неупругих.

Помимо этого, потребность в более высоком статическом натяжении для упругого обвода вытекает из того, что при больших тяговых нагрузках провисание передней наклонной ветви при малом натяжении становится столь значительным, что создается опасность схода катка с беговой дорожки (сбрасывание гусеницы). Вероятность сбрасывания гусеницы при малом натяжении возникает и при маневрировании. В этом случае сбрасывание может произойти даже при относительно невысоких значениях тягового усилия.

В связи с этим величину предварительного статического натяжения в упругом обводе доводят до значений: у машин легких весовых классов 1500—2000 кгс, у машин средних и тяжелых весовых классов 2000—3000 кгс, в то время как в жестких обводах статическое натяжение не превосходит 600—800 кгс.

Повышение статического натяжения приводит к снижению ходовых качеств машин. С ростом натяжения увеличивается сопротивление качению как вследствие увеличения потерь мощности в шарнирах, так и вследствие возрастания неравномерности распределения нагрузок под катками, что приводит к увеличению деформации грунта.

При сравнительном исследовании проходимости различных машин на снежной целине установлено, что с повышением статического натяжения проходимость резко ухудшается. Так, например, создание натяжения 1500 кгс приводило к потере проходимости машин весовых классов 8 и 16 т на снежной целине глубиной 400—500 мм. Снижение же статического натяжения до 500—700 кгс обеспечивало возможность преодоления такого покрова.

От величины статического натяжения зависит и способность машины преодолевать заснеженные подъемы. При повышенном статическом натяжении угол преодолеваемого подъема меньше.

Увеличение статического натяжения вызывает также повышение расхода топлива. Это видно из графика (см. рис. 77). При уменьшении статического натяжения в гусеницах с закрытым шарниром с 500 до 300 кгс расход топлива снижается на 10—15% (в зависимости от скорости движения). Уменьшение натяжения в гусеницах с резино-металлическими шарнирами с 1500 до 500 кгс сокращает расход топлива на 15—20%. Однако в последнем типе гусениц эту экономию, как следует из вышеприведенных рекомендаций, реализовать нельзя, поэтому хотя при меньших натяжениях (~500 кгс) гусеницы с резино-металлическими шарнирами и дают существенную экономию топлива по сравнению с гусе-

ницами других типов, при эксплуатационных натяжениях (1500 кгс и более) расход топлива при их установке на скоростях до 40—50 км/ч несколько выше (на 5—7%), а на повышенных скоростях (до 60 км/ч) становится таким же, как и при установке гусениц с закрытым шарниром.

Увеличение расхода топлива с ростом статического натяжения объясняется тем, что при повышении натяжения увеличивается нагрузка на зуб ведущего колеса и на опорный элемент, и скольжение цевки или скобы происходит при более высоких удельных давлениях.

Исходя из вышеизложенного величину предварительного статического натяжения целесообразно устанавливать минимально возможной, но такой, чтобы обеспечивалась устойчивая работа обвода согласно условиям, приведенным в гл. III.

4. СТАБИЛЬНОСТЬ СВОЙСТВ РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ

Постоянство ходовых качеств гусеничного движителя обеспечивается только в том случае, если свойства резино-металлических шарниров остаются неизменными в течение всего срока службы гусеницы. Применяемые для изготовления резино-металлических шарниров резиновые смеси в относительно постоянных климатических условиях удовлетворяют этому требованию. Характеристики шарниров в течение длительного времени сохраняются постоянными, и на их величину не влияет объем пробега.

Но это справедливо лишь для стабильных температурных условий работы гусениц. При изменении температуры окружающего воздуха характеристики шарнира резко меняются. Прежде всего изменяется угловая жесткость.

С повышением температуры жесткость шарниров несколько падает, но при этом увеличивается коэффициент гистерезисных потерь. В результате этого при эксплуатации резино-металлических гусениц в условиях повышенных температур потери в шарнирах не уменьшаются и коэффициент сопротивления качению остается почти неизменным.

При понижении температуры жесткость шарниров возрастает значительно (рис. 78), а коэффициент потерь уменьшается мало. При очень низких температурах податливость резины полностью исчезает, и поворот траков один относительно другого приводит к ее разрушению.

Влияние низких температур особенно сказывается в случае большой суммарной ширины резиновых колец. К тому же и степень прироста жесткости зависит от суммарной ширины резиновых элементов шарнира (рис. 79). Чем больше ширина резинового кольца, тем интенсивнее увеличение жесткости при понижении температуры.

При движении машины температура резины становится выше температуры окружающей среды, так как в результате внутрен-

него трения шарниры несколько разогреваются (рис. 80). Величина повышения температуры и время прогрева зависят от температуры воздуха и скорости движения.

Но значительного повышения температуры колец, даже при непрерывном движении с максимальной скоростью, не происходит

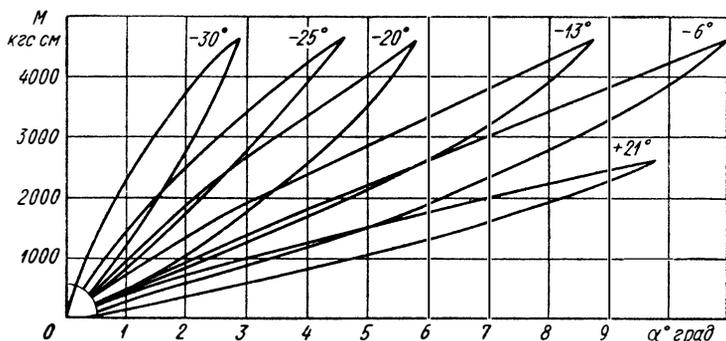


Рис. 78. Изменение угловой жесткости шарнира в зависимости от температуры

(вследствие интенсивного охлаждения при этом). Максимальный разогрев резины составляет $\sim 10-15^\circ\text{C}$. Увеличение жесткости шарниров приводит, как это следует из выражения (292), к увеличению потерь мощности в них, т. е. к снижению к. п. д. гусеничного движителя и к ухудшению его эксплуатационных качеств.

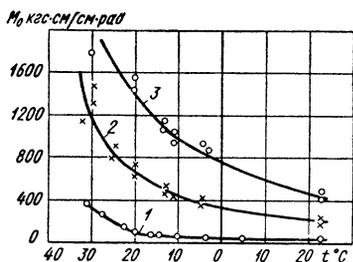


Рис. 79. Изменение удельной угловой жесткости в зависимости от температуры:

1 — закрытый шарнир; 2 — резино-металлический шарнир шириной 482 мм; 3 — резино-металлический шарнир шириной 520 мм

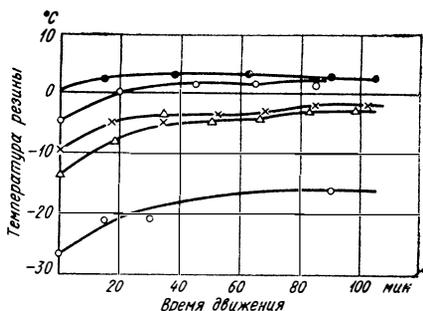


Рис. 80. Зависимость температуры резиновых колец от температуры окружающего воздуха и времени движения

Сопротивление качению машины при понижении температуры резиновых колец резко возрастает. Так, при понижении температуры колец от -5 до -30°C сопротивление качению увеличивается в 3 раза (рис. 81). При температуре ниже -35°C буксирование машины возможно только юзом, так как сцепления с грунтом в зимних условиях недостаточно для создания силы тяги, способ-

ной привести во вращение движитель. Данное обстоятельство является большим эксплуатационным недостатком, так как исключает возможность запуска двигателя за счет буксирования, что нередко требуется в условиях низких температур.

При температурах, близких к $-50 \div -55^\circ \text{C}$, движение машины затруднено вследствие чрезмерного увеличения жесткости шарниров («застывания» гусеницы). В связи с этим для машин, предназначенных для эксплуатации в различных климатических условиях (в том числе и при низких температурах окружающего воздуха), более предпочтительной является гусеница с шарниром, в котором объем резины минимальный.

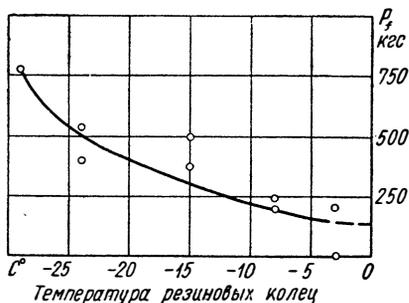


Рис. 81 Зависимость сопротивления качению от температуры резиновых колец шарнира

5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ГУСЕНИЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Параметры зацепления и нагруженность его элементов в зависимости от режима работы машины изменяются в достаточно широких пределах. Более стабильным при изменении режима движения сохраняется взаимодействие элементов зацепления в жестком обводе. При этом изменение скорости движения и тяговой нагрузки вызывает пропорциональное изменение нагруженности ведущих колес и потерь мощности в зацеплении в конструкции как с толкающим, так и с тянущим способом зацепления. Однако уровень потерь в этих двух типах зацепления разный, и эта разница сохраняется при любом режиме работы.

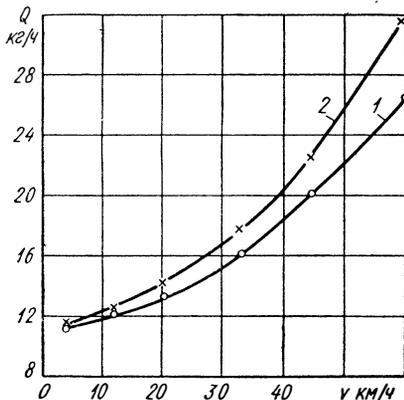


Рис. 82. Влияние способа зацепления на расход топлива ($T_c = 300 \text{ кгс}$)

На рис. 82 приведен график зависимости расхода топлива от скорости движения для одной и той же машины с двумя типами зацепления (гусеница с открытым шарниром): с толкающим (кривая 1) и тянущим (кривая 2). Преимущество толкающего способа, заключающееся в меньших потерях мощности от скольжения цевки по зубу, а следовательно, в меньшем расходе топлива, сохраняется во всем скоростном диапазоне. На средних скоростях

движения разница в расходах топлива составляет 10—15%, на высоких — до 20—22%.

Следует отметить, что в жестком обводе изменение режима нагружения двигателя не вызывает изменения характера взаимодействия элементов зацепления. В упругом же обводе вследствие податливости гусеницы характер взаимодействия, как было показано в гл. V, меняется. В результате этого меняется и нагруженность зубьев, причем это относится также и к зацеплению, профилирование которого осуществлено с соблюдением оптимальных

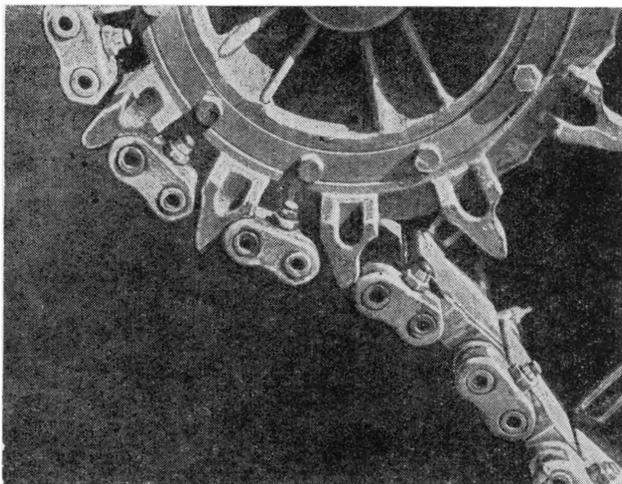


Рис. 83. Момент подхвата гусеницы под ведущим колесом

соотношений между параметрами гусеницы и ведущего колеса. В нормально выполненном зацеплении цевки (или скобы) гусеницы контактируют с рабочим профилем зуба. Нагрузка на зубе в этом случае определяется тремя факторами: тяговым усилием, статическим натяжением и скоростью движения. С ростом тягового усилия и статического натяжения она увеличивается, с ростом скорости — уменьшается. Последнее вызывается падением статического натяжения из-за удлинения ветвей обвода.

Увеличение шага гусениц является одним из основных факторов, приводящих к подхвату гусеницы под ведущим колесом (рис. 83). Особенно проявляется явление подхвата при эксплуатации резино-металлических гусениц в условиях высоких температур воздуха, когда жесткость шарниров уменьшается и вероятность подхвата появляется даже при относительно невысоких значениях тяговых усилий. При значительных же усилиях зона подхвата может распространиться на весь свободный сектор ведущего колеса и привести к заклиниванию привода.

Нарушение зацепления в упругом обводе происходит и при поворотах машины (со стороны тормозящей гусеницы). При переднем расположении ведущего колеса оно происходит во время поворотов на заднем ходу, при заднем расположении ведущего колеса на переднем ходу. Проявляется это нарушение в виде набегания траков на зубья с последующим проскакиванием зубьев или сбросом гусеницы. Сбрасывание гусениц из-за их податливости имеет место и при движении на высоких скоростях по траектории с относительно небольшой кривизной при резком включении рычагов управления поворотом. В этом случае сброс происходит под действием инерции верхней ветви и гироскопического момента обвода.

При эксплуатации на липком снегу или грязи маневрирование машины с резино-металлическими гусеницами даже при относительно высоком статическом натяжении затруднено, так как происходит распор гусеницы и возникает вероятность ее схода с ведущего колеса при повороте машины.

Следует отметить, что это явление, хотя и в несколько меньшей степени, присуще гусеницам и с другими типами шарнирных соединений. Устранение его возможно за счет установки специальных очистителей или применения венцов со специальной формой зубьев.

Глава VIII

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЦ С ЗАКРЫТЫМ ШАРНИРОМ

Анализ динамической нагруженности гусеничного движителя (гл. I—V) позволил установить основные закономерности процессов, возникающих в быстроходном движителе, и вывести зависимости, связывающие величину усилий с конструктивными и эксплуатационными факторами. Использование этих зависимостей позволяет произвести обоснованный выбор параметров как движителя в целом, и отдельных его узлов из условий обеспечения оптимальных режимов его работы. При этом решается одна из задач создания долговечного гусеничного движителя. Вторая задача связана с его прочностным расчетом. Так как расчеты большинства деталей движителя (ведущие и направляющие колеса, поддерживающие и опорные катки и т. д.) проводятся с использованием общеизвестных методов (с некоторыми поправками на особенности конструкции), то их изложение нецелесообразно.

Наибольший интерес представляет рассмотрение основ расчета гусеничных цепей с закрытым и резино-металлическим шарниром, новизна конструктивного решения которых предопределяет и своеобразие методики расчета. Расчет гусениц любой конструкции можно подразделить на два этапа: статический и динамический. Применительно к гусеницам с резино-металлическими шарнирами статический метод расчета разработан, поэтому здесь будут рассмотрены основы статического расчета только гусениц с закрытым шарниром и изложены методы расчета собственной частоты колебаний гусениц со всеми типами шарнирных соединений.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕЗИНОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Исследование долговечности резиновых сайлент-блочных колец позволило установить, что их работоспособность определяется следующими факторами:

величиной максимальных касательных напряжений, зависящих от тангенциальных деформаций;

величиной нормальных напряжений, возникающих при радиальных деформациях;

температурой резины (частотой знакопеременных циклов).

Различные рецептуры резины по-разному реагируют на изменение тех или иных факторов, но все они наиболее чувствительны к изменению тангенциальных и радиальных деформаций. В связи с этим выбор параметров шарнира должен сводиться прежде всего к обеспечению минимальных значений касательных и нормальных напряжений. В закрытом шарнире, где растягивающая нагрузка воспринимается несущим элементом, радиальные деформации у резиновых колец отсутствуют, резина работает в более легких условиях по сравнению с чисто резино-металлическим (сайлент-блочным) шарниром.

Как показывают результаты выполненных стендовых и пробеговых испытаний, при выборе параметров закрытого шарнира необходимо обеспечить такие условия работы резиновых колец, чтобы максимальные касательные напряжения в них не превышали 5—6 кгс/см² при температуре резины до 50—60° С. Величина касательных напряжений зависит от геометрических параметров кольца, свойств резины и угла скручивания [2]:

$$\tau_{\max} = \frac{2(r_1 + h_p)^2}{h_p(2r_1 + h_p)} \Phi_p G_{\tau}, \quad (293)$$

где r_1 — внутренний радиус резинового кольца;

h_p — высота резинового кольца в запрессованном состоянии;

Φ_p — угол деформирования (скручивания) резины;

G_{τ} — модуль сдвига резины.

Можно считать, что данная формула справедлива для любой формы резиновых уплотнений, поэтому она может быть принята в качестве исходной при выборе параметров шарнира.

Как видно из выражения (293), высота резиновых колец в запрессованном состоянии h_p оказывает существенное влияние на напряженность резины и ее долговечность. С увеличением высоты при одном и том же внутреннем или наружном диаметре касательные напряжения уменьшаются. Особенно интенсивное уменьшение напряжений происходит при увеличении высоты h_p в пределах до $0,5d_1$. Из этого следует, что для снижения напряжений необходимо стремиться к увеличению высоты h_p , т. е. к увеличению диаметра проушин и уменьшению сечения соединительного пальца.

Однако это противоречит требованиям снижения веса и обеспечения прочности гусеницы, так как увеличение диаметра проушин ведет к утяжелению шарниров и траков (и возрастанию динамических нагрузок), а уменьшение площади сечения пальца при его более напряженной работе по сравнению с обычными конструкциями (за счет появления неопорных участков в местах размещения резиновых колец) уменьшает запас прочности пальца. В связи с этим заданную величину касательных напряжений обеспечивают рациональным сочетанием геометрических размеров колец

и кинематических параметров движителя. Кинематические параметры (диаметр ведущего колеса, шаг цепи) определяют угол закручивания резиновых колец, снижение которого способствует уменьшению касательных напряжений. Уменьшая по возможности шаг цепи и вводя предварительное закручивание колец при сборке гусеницы на угол, равный половине угла складывания траков на ведущем или направляющем колесе, можно получить угол закручивания колец в пределах $5\text{—}7^\circ$ (при высоте колец $4\text{—}5$ мм), что обеспечивает требуемую величину касательных напряжений.

В процессе эксплуатации несущие элементы закрытого шарнира изнашиваются и резиновые кольца начинают работать не только на концентрическое кручение, но и на сжатие. Величина касательных напряжений в этом случае несколько возрастает. Она может быть определена из выражения:

$$\tau_{\max} = \frac{2\varphi_p G r_2^2 (r_2^2 - r_1^2 - \Delta^2 + 2r_1\Delta)}{(r_2^2 - r_1^2) - 2\Delta^2 (r_2^2 + r_1^2) + \Delta^4}, \quad (294)$$

где Δ — эксцентриситет;

r_2 — наружный радиус резинового кольца (в запрессованном состоянии).

Из анализа возможных предельных износов проушин и втулок следует, что максимальное увеличение напряжений к концу срока службы движителя по сравнению с первоначальными значениями может достигать $50\text{—}60\%$. Данное обстоятельство необходимо иметь в виду при выборе параметров шарнира.

Распределение угла скручивания по проушинам при повороте звеньев одно относительно другого при прочих равных условиях зависит от общей ширины резиновых колец шарнира. Для получения равных углов закручивания всех колец необходимо, чтобы их ширина была одинаковой с обеих сторон трака. Некоторое превышение общей ширины резины (до 10%) должно быть со стороны колец меньшего размера, так как их угловая жесткость меньше, чем у колец, имеющих большую ширину (см. гл. VI). Исходя из равенства углов закрутки вытекает необходимость применения в траках с нечетным количеством проушин резиновых колец двух типоразмеров.

Работоспособность колец зависит не только от величины касательных напряжений, но и температурного режима их работы, так как с увеличением температуры ускоряются физико-химические процессы, сопутствующие периодическому деформированию резины, и ухудшаются ее физико-механические свойства.

При анализе тепловой напряженности закрытого шарнира следует иметь в виду, что в шарнире имеются два источника образования тепла: внутреннее трение в резине и трение несущих элементов. Тепловая напряженность шарнира поэтому будет определяться количеством выделенной теплоты в результате трения

скольжения и деформирования резины, т. е.

$$Q = Q_{тр} + Q_{рез.}$$

Теплота от трения за один возвратно-вращательный цикл в общем случае:

$$Q_{тр} = \frac{1}{A_0} \int_0^{\varphi_0} \int_0^{b_{mp}} \mu \rho_{\phi} r_2^2 2\varphi_{mp} d\varphi_0 db_{mp},$$

где b_{mp} — суммарная ширина опорных элементов;

φ_0 — угол контакта трущейся пары;

ρ_{ϕ} — фактическое давление на элементарной площадке контакта;

φ_{mp} — угол поворота траков;

A_0 — механический эквивалент теплоты.

Переходя к среднему удельному давлению, имеем

$$Q_{тр} = 0,14 \mu \rho_{ср} \varphi_{mp} d_2^2 n b_{mp},$$

где n — количество циклов в минуту.

Из данного выражения видно, что количество выделяющейся за 1 ч при трении теплоты зависит не только от нагрузочного режима, но и от конструктивного выполнения узла трения. При одном и том же удельном давлении и частоте качаний, изменение диаметра сказывается на величине $Q_{тр}$ в большей мере, чем изменение длины. Поэтому для уменьшения выделения тепла выгоднее иметь узел трения с возможно меньшим отношением d_2/b_{mp} .

Теплоту, выделяющуюся в результате деформирования резины можно найти следующим образом. За каждый возвратно-вращательный цикл в тепло превращается работа

$$A_Q = \eta_w' \frac{M_{ш} \varphi_p}{2},$$

где $M_{ш}$ — момент скручивания в шарнире.

Так как [2]

$$M_{ш} = \frac{2\pi b_p G_{\tau}}{\frac{1}{2r_1^2} - \frac{1}{2r_2^2}},$$

то

$$A_Q = \frac{\eta_w' \varphi_p^2 \pi b_p G_{\tau}}{\frac{1}{2r_1^2} - \frac{1}{2r_2^2}}.$$

При установившемся движении за 1 ч выделится теплоты

$$Q_{рез} = \frac{0,14 \eta_w' \varphi_p^2 \pi b_p G_{\tau} n}{\frac{1}{2r_1^2} - \frac{1}{2r_2^2}},$$

следовательно, общее количество выделяемой в шарнире теплоты

$$Q = 0,14\mu\rho_{ср}\varphi_{mp} d_2^2 n b_{mp} + \frac{0,14\pi G_{\tau} b_p \varphi_p^2 n \eta'_w}{\frac{1}{2r_1^2} - \frac{1}{2r_2^2}}. \quad (295)$$

Температура резины с достаточной точностью может быть определена по формуле

$$t_p = \frac{1}{\beta_t} \left(\frac{Q}{\alpha F_{охла}} + t_0 \right), \quad (296)$$

где β_t — коэффициент неравномерности прогрева;

α — коэффициент теплоотдачи трака;

$F_{охла}$ — поверхность охлаждения;

t_0 — температура окружающей среды.

Находя по формуле (296) температуру резины, можно сделать вывод об уровне тепловой напряженности шарнира и при высоких значениях температуры принять необходимые меры для ее снижения. Допустимой обычно считается температура до 80° С.

2. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ СЯГИВАНИЯ ШАРНИРА

Одним из существенных вопросов при расчете гусениц с закрытым шарниром (так же как и гусениц с последовательным резино-металлическим шарниром) является определение необходимого осевого усилия, обеспечивающего плотное прилегание торцов втулок при изгибах пальца от действия растягивающих гусеницу нагрузок, а также их неподвижность одна относительно другой при взаимных поворотах траков. Исходя из этого, осевое усилие T_0 определяется по условию прилегания торцов втулок (T'_0) и по условию их относительного непроворачивания (T''_0).

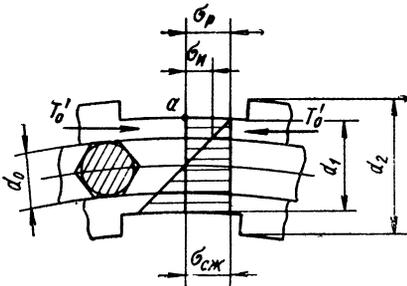


Рис. 84. Схема к определению усилия стягивания шарнира

Плотное прилегание торцов втулок будет сохраняться в пакете шарнира только в том случае, если напряжения сжатия $\sigma_{сж}$, создаваемые осевой силой T'_0 (рис. 84), будут всегда равны или больше растягивающих напряжений σ_p , возникающих от изгиба пальца на заплечиках смежных втулок (на диаметре d_1) в местах их стыка (в точке a).

Напряжения, вызываемые растягивающей нагрузкой на заплечиках торцов:

$$\sigma_p = \sigma_u \frac{d_1}{d_0}, \quad (297)$$

где σ_u — напряжение изгиба в пальце от растягивающих усилий (на диаметре d_0);
 d_0 — диаметр вписанной окружности пальца (размер по граням).

Заметим, что отношение $\frac{d_1}{d_0}$ меняется в очень узких пределах. Обычно оно составляет 1,3—1,5 и может быть принято в среднем равным 1,4.

Напряжение σ_u с учетом опытных коэффициентов монолитности k_u определяется выражением (282). Зная растягивающие нагрузки, возникающие в обводе в различных условиях и на различных режимах, можно обеспечить постоянное соединение торцов для любых случаев нагружения обвода.

Исследование динамической нагруженности обвода показывает, что растягивающая нагрузка всегда содержит переменную составляющую. При этом на нерезонансных режимах ее амплитуда пропорциональна натяжению и может быть учтена коэффициентом динамичности k_d .

Тогда для определения напряжения σ_u можно пользоваться зависимостью

$$T_{расч} = k_d (P_{вк} + T_{св}).$$

Так как для обеспечения нормальной работы шарнирного соединения должно быть выполнено условие $\sigma_p = \sigma_{сж}$, а напряжения сжатия связаны с осевым усилием зависимостью

$$\sigma_{сж} = \frac{T'_0}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_0^2)},$$

то осевая сила по условию нераскрытия торцов втулок

$$T'_0 \geq \frac{\pi \sigma_u d_1}{4 d_0} (d_1^2 - d_0^2). \quad (298)$$

Минимально допустимое значение силы T'_0 соответствует началу отхода торцов один от другого на диаметре d_0 и может быть определено по формуле

$$T'_{0 \min} = \frac{\pi \sigma_u}{4} (d_1^2 - d_0^2).$$

Для определения силы T''_0 необходимо найти момент $M_{ш}$, скручивающий смежные втулки. Он складывается из двух составляющих: момента трения на рабочих поверхностях проушин и втулок $M_{тр}$ и момента скручивания резиновых колец M_p , т. е.

$$M_{ш} = M_{тр} + M_p.$$

При известной растягивающей силе и коэффициенте трения в трущихся парах $\mu_{ш}$ момент трения $M_{тр}$ может быть найден

из выражения:

$$M_{mp} = \mu_{ш} \frac{d_2}{2} k_{\partial} (P_{вк} + T_{св}). \quad (299)$$

Момент сопротивления скручиванию резиновых колец в закрытом шарнире не зависит от растягивающей силы, так как нормальные деформации в резине отсутствуют, и определяется угловой жесткостью резиновых колец и внутренними потерями при деформировании резины:

$$M_p = M_y + M_v,$$

где M_y — восстанавливающий момент;

M_v — момент, обусловленный демпфирующим сопротивлением резины.

Упругий момент прямо пропорционален углу складывания траков:

$$M_y = m_0 b_p \varphi_{mp}.$$

В данном выражении удельная угловая жесткость является приведенной. Она находится по известным угловым жесткостям m_1 и m_2 каждой из сторон трака:

$$m_0 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}.$$

Угол φ_{mp} при расчете принимается максимальным (угол перегиба на ведущем или направляющем колесе).

Момент демпфирующего сопротивления зависит от скорости углового деформирования резины:

$$M_v = v_{\varphi} (\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}) = v_{\varphi} \dot{\varphi}_{mp},$$

где v_{φ} — удельное демпфирующее сопротивление в $кгс \cdot см \cdot сек / рад$.

Угловая скорость должна выбираться наибольшей. На ведущем и направляющем колесах, а также при подъеме трака с опорной ветви на заднюю наклонную, угловая скорость поворота траков равна угловой скорости соответствующего колеса или катка.

При переходе трака с передней наклонной ветви на опорную угловая скорость φ_{mp} в момент удара катка

$$\dot{\varphi}_{mp} = \frac{v}{l_n} \sin \alpha_{\phi},$$

где

$$\alpha_{\phi} = 2 \operatorname{arctg} \frac{2l_0}{d_{\kappa}};$$

$$l_n = \frac{d_{\kappa}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\phi}}{2}.$$

Для определения сопротивления ν_φ рассмотрим свободные угловые колебания трака относительно оси шарнира. Уравнение движения для этого случая будет иметь вид

$$J\ddot{\varphi} + \nu_\varphi \dot{\varphi} + M_0 b_p \varphi = 0, \quad (300)$$

откуда находим угловые перемещения при начальных условиях $\varphi_n = \varphi_{mp}$ и $\dot{\varphi}_n = 0$:

$$\varphi = e^{-\frac{\nu_\varphi t}{2J}} \varphi_{mp} \cos \omega'_\varphi t. \quad (301)$$

Частота затухающих колебаний

$$\omega'_\varphi = \sqrt{\frac{M_0 b_p}{J} - \frac{\nu_\varphi^2}{4J^2}},$$

где

$$\nu_\varphi = 2 \sqrt{\frac{\frac{J M_0 b_p}{4\pi^2}}{1 + \frac{1}{\ln^2(1 - \eta'_\omega)}}}.$$

Следовательно, момент сопротивления скручиванию резиновых колец

$$M_p = M_0 b_p \varphi_{mp} + 2\dot{\varphi}_{mp} \sqrt{\frac{\frac{J M_0 b_p}{4\pi^2}}{1 + \frac{1}{\ln^2(1 - \eta'_\omega)}}}, \quad (302)$$

а суммарный момент, скручивающий смежные втулки,

$$M_{ш} = \mu_{ш} r_2 k_d (P_{вк} + T_{св}) + M_0 b_p \varphi_{mp} + 2\dot{\varphi}_{mp} \sqrt{\frac{\frac{J M_0 b_p}{4\pi^2}}{1 + \frac{1}{\ln^2(1 - \eta'_\omega)}}}. \quad (303)$$

Этот момент не должен превышать момент трения M'_m на торцах втулок. В противном случае будет происходить их относительное проскальзывание. Следовательно, условие непроворачиваемости втулок примет вид

$$M'_m \geq M_{ш}.$$

Так как

$$M'_m = (i - 1) \mu_m r_{cp} T''_0,$$

где i — количество проушин;

μ_m — коэффициент трения на торцах;

r_{cp} — средний радиус пояса контакта втулок $\left(r_{cp} \approx \frac{d_0 + d_1}{4} \right)$,

то

$$T''_0 \geq \frac{M_{ш}}{(i - 1) \mu_m r_{cp}}. \quad (304)$$

Для обеспечения герметичности (прилегания торцов) и монолитности (непроворачиваемости) шарнирного соединения при расчете момента затяжки необходимо использовать большее значение осевой силы, определенной по выражениям (298) и (304).

В результате значительных осевых усилий в деталях шарнира (и особенно в соединительном пальце) возникают большие упругие продольные деформации. За счет этого уменьшается осевой зазор в шарнире (разность длиной пакета втулок B_σ и рабочей длиной пальца B_n), что необходимо учитывать при конструировании шарнирного соединения. Уменьшение осевого зазора

$$\Delta_0 = \frac{T_0}{E} \left(\xi_0 \frac{\sum b_{mp}}{\pi d_2^2} + \frac{B_\sigma - \sum b_{mp}}{\pi d_1^2} + \frac{B_n}{\pi d_0^2} \right), \quad (305)$$

где ξ_0 — опытный коэффициент, учитывающий влияние разности $d_2 - d_1$ на осевую деформацию втулок ($\xi_0 = 1,2 \div 1,25$).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ШАРНИРА

В гусеничном обводе действуют переменные растягивающие нагрузки, обусловленные звенчатостью цепи или свойствами обвода как колебательной системы. Наиболее опасными для шарнирного соединения являются переменные нагрузки, вызываемые продольными колебаниями ветвей, так как они возникают на всех режимах движения. Периодические нагрузки незначительно влияют на работоспособность шарнира, если их частота не совпадает с собственной частотой изгибных колебаний шарнира (пальца в сборе со втулками). Действительно, как прочность всех деталей гусеницы, так и силовое стопорение шарнира, рассчитываются с учетом коэффициента динамичности, т. е. наличия пульсирующей составляющей натяжения. Однако, если частота флуктуирующей составляющей совпадает с частотой собственных колебаний шарнира, то его деформации могут достичь высоких значений и привести к разрушению пальца. Поэтому, чтобы избежать чрезмерных деформаций, необходимо обеспечить условие

$$\omega_{ni} \neq \omega_{ш},$$

где $\omega_{ш}$ — собственная частота изгибных колебаний пальца в сборе со втулками.

В гл. II было установлено, что максимальный порядок гармоник продольных колебаний равен l/l_0 . По экспериментальным данным в общем спектре нагрузок преобладает первая основная форма. Амплитуды последующих форм настолько малы, что их можно не рассматривать. Следовательно, для обеспечения высокой работоспособности шарнира достаточно выполнить условие

$$\omega_{ш} \neq \frac{\pi a_n}{2l}.$$

Рассмотрим изгибные колебания шарнира и определим его собственные частоты. Ввиду малости поперечных деформаций можно считать

$$\frac{1}{\rho_x} = \frac{d^2y}{dx^2}.$$

Тогда

$$EJ_x \frac{d^2y}{dx^2} = -M_x$$

и

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EJ_x \frac{d^2y}{dx^2} \right) = q_x.$$

Данное дифференциальное уравнение статических прогибов шарнира под действием распределенной по длине шарнира нагрузки q_x можно превратить в дифференциальное уравнение поперечных (изгибных) колебаний шарнира, если согласно принципу Даламбера к статической нагрузке q_x добавить инерционные силы q_j , возникающие при колебаниях шарнира:

$$q_j = \frac{\gamma F_x}{g} \frac{d^2y}{dt^2},$$

где F_x — площадь поперечного сечения шарнира;
 γ — объемный вес.

В результате имеем

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ_x \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = -q_x - \frac{\gamma F_x}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}.$$

Статические прогибы от действия нагрузки q_x могут быть определены (при заданной нагрузке) и в данном случае не представляют интереса, поэтому будем рассматривать колебания от положения статического равновесия. Тогда дифференциальное уравнение динамических прогибов примет вид

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EJ_x \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = - \frac{\gamma F_x}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}. \quad (306)$$

Определение частот свободных колебаний пальца удобнее всего выполнить энергетическим методом, находя максимальные значения потенциальной и кинетической энергий и приравнявая их между собой (полагая систему консервативной). При использовании данного метода можно учесть демпфирующие сопротивления. Однако ввиду их малости и незначительного влияния на собственную частоту шарнира демпфированием можно пренебречь.

Кинетическая и потенциальная энергии изгибных колебаний определяются, если известен динамический прогиб, т. е. функция $y = f(x, t)$. Для решения уравнения (306) используем известный

прием, когда искомая функция задается в виде произведения двух функций, каждая из которых зависит только от одного аргумента

$$y = XT = X(x) T(t).$$

При этом функция времени $T(t)$ определяется частотой собственных колебаний $\omega_{ш}$, а функция координаты длины $X(x)$ однозначна и представляет собой кривую, подобную кривой статических прогибов, так как на деформации пальца наложены ограничительные связи (относительные перемещения проушин в направлении оси y). Следовательно, можно записать:

$$y = X(x) \cos \omega_{ш} t,$$

где $X(x)$ — функция прогибов для рассматриваемой схемы приложения сил.

Максимальная потенциальная энергия деформации шарнира будет при максимальных прогибах, когда $\cos \omega_{ш} t = 1$. Это соответствует положению, когда скорости перемещения сечений шарнира достигают максимума:

$$\dot{y} = X(x) \omega_{ш}.$$

Приравнивая значения кинетической и потенциальной энергий, получаем выражение для частоты свободных колебаний шарнира:

$$\omega_{ш}^2 = \frac{Eg_0 \int_0^{\frac{l_a}{2}} J_x \left[\frac{d^2 X(x)}{dx^2} \right]^2 dx}{\gamma \int_0^{\frac{l_a}{2}} X^2(x) F_x dx}. \quad (307)$$

Из выражения (307) можно найти точное значение частоты $\omega_{ш}$, если известно точное значение функции $X(x)$, которая зависит от распределения нагрузок по длине шарнира. Характер этого распределения в некоторых случаях может быть известен лишь в первом приближении, поэтому нахождение частоты должно производиться путем задания нескольких значений функций $X(x)$ и нахождения минимального значения $\omega_{ш}$, которое и является наиболее достоверной величиной собственной частоты.

При динамическом расчете параллельного резино-металлического шарнира такой метод дает довольно точное решение, так как распределение сил по длине шарнира в этом случае пропорционально нормальным деформациям резиновых колец, т. е. имеется прямая связь между нагрузкой и функцией $X(x)$. Достаточная точность получается и при определении собственной частоты моноблочных шарниров. В остальных же случаях данный

способ довольно трудоемок, а иногда (при расчете новых конструкций, где характер нагружения неопределенный) и неточен.

Для практических расчетов целесообразен приближенный метод определения частоты, который может быть применим к любой конструкции шарниров. Сущность его заключается в том, что шарнир рассматривается как невесомая упругая балка с сосредоточенными между опорами массами. Вес сосредоточенных масс G_i равен весу частей шарнира и трака, расположенных между соответствующими пролетами и приложенных по серединам несущих элементов.

На рис. 85 показана схема для расчета частоты колебаний шарнира пятипроушинного трака.

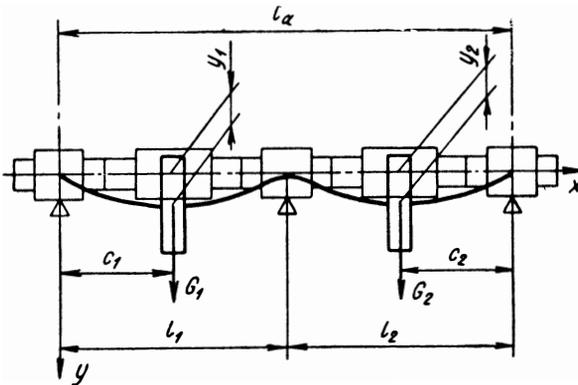


Рис. 85. Расчетная схема шарнира пятипроушинного трака

Рассмотрим в общем случае несимметричный трак, т. е. будем считать $l_1 \neq l_2$. Статические прогибы шарнира под грузами G_1 и G_2 :

$$\left. \begin{aligned} y_{c1} &= a_{11}G_1 + a_{12}G_2; \\ y_{c2} &= a_{21}G_1 + a_{22}G_2, \end{aligned} \right\} \quad (308)$$

где a_{ij} — коэффициенты, зависящие от упругих свойств шарнира.

Значения коэффициентов связи a_{ij} определяются путем наложения деформаций, возникающих отдельно от действия грузов G_1 и G_2 и реакции на промежуточной опоре:

$$a_{11} = \frac{1}{12EJ_x l_a l_1^2} [4l_1^2 c_1^2 (l_a - c_1)^2 - c_1^2 (l_a^2 - l_2^2 - c_1^2)^2]; \quad (309)$$

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{1}{12EJ_x l_a l_1 l_2} [c_1 c_2 l_1 l_2 (l_a^2 - c_2^2 - c_1^2) - \\ &\quad - c_1 c_2 (l_a^2 - l_1^2 - c_2^2) (l_a^2 - l_2^2 - c_1^2)]; \end{aligned} \quad (310)$$

$$a_{21} = \frac{1}{12EJ_x l_a l_2} [c_1 c_2 l_1 l_2 (l_a^2 - c_1^2 - c_2^2) - c_1 c_2 (l_a^2 - l_2^2 - c_1^2) (l_a^2 - l_1^2 - c_2^2)]; \quad (311)$$

$$a_{22} = \frac{1}{12EJ_x l_a l_2^2} [4l_2^2 c_2^2 (l_a - c_2)^2 - c_2^2 (l_a^2 - l_1^2 - c_2^2)^2]. \quad (312)$$

Зная коэффициенты связи прогибов с силами, можно найти и динамические прогибы $y_{1\partial}$ и $y_{2\partial}$, если в выражениях (308) вес заменить динамической нагрузкой:

$$\left. \begin{aligned} y_{1\partial} &= a_{11}P_1 + a_{12}P_2; \\ y_{2\partial} &= a_{21}P_1 + a_{22}P_2. \end{aligned} \right\} \quad (313)$$

Связь между силами P_1 и P_2 и прогибами $y_{1\partial}$ и $y_{2\partial}$ согласно принципу Даламбера выражается уравнениями динамического равновесия:

$$\frac{G_1}{g} \ddot{y}_{1\partial} + P_1 = 0;$$

$$\frac{G_2}{g} \ddot{y}_{2\partial} + P_2 = 0.$$

Подставляя в них значения сил P_1 и P_2 из выражения (313), получим систему уравнений, описывающую свободные поперечные колебания шарнира:

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_1}{g} \ddot{y}_{1\partial} + \alpha_{22}y_{1\partial} - \alpha_{12}y_{2\partial} &= 0; \\ \frac{G_2}{g} \ddot{y}_{2\partial} + \alpha_{11}y_{2\partial} - \alpha_{21}y_{1\partial} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (314)$$

где

$$\text{где } \alpha_{22} = \frac{a_{22}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}};$$

$$\alpha_{11} = \frac{a_{11}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}};$$

$$\alpha_{12} = \frac{a_{12}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}};$$

$$\alpha_{21} = \frac{a_{21}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}.$$

Решение уравнений поперечных колебаний шарнира (314) находим в виде

$$\left. \begin{aligned} y_{1\partial} &= A_1 \cos \omega_{\mu} t; \\ y_{2\partial} &= A_2 \cos \omega_{\mu} t, \end{aligned} \right\} \quad (315)$$

где A_1, A_2 — амплитуды деформаций.

При этом прогибы в пролетах находятся в одной фазе, так как проушины трака жестко связаны между собой.

Совместное решение уравнений (314) и (315) позволяет найти значение частоты:

$$\omega_u^2 = \frac{g}{2G_1G_2} \left[(G_1\alpha_{11} + G_2\alpha_{22}) \pm \sqrt{(G_1\alpha_{11} - G_2\alpha_{22})^2 + 4G_1G_2\alpha_{21}\alpha_{12}} \right].$$

Полученное выражение дает два значения частоты: ω_{u1} и ω_{u2} . Первое, большее значение ω_{u1} , соответствует такой форме колебаний, когда сечения c_1 и c_2 перемещаются в одну и ту же сторону. Решение уравнений (315) показывает, что амплитуды перемещений A_1 и A_2 в этом случае имеют всегда одинаковый знак. При подстановке второго, меньшего значения частоты ω_{u2} , знаки у амплитуд противоположны. Это говорит о том, что перемещения пролетов шарнира находятся в противофазе. Но этого не может быть по заданным условиям, так как силы в пролетах действуют одновременно. Следовательно, колебания с частотой ω_{u2} возникнуть не могут. Таким образом, искомая частота

$$\omega_u = \sqrt{\frac{g}{2G_1G_2} \left[(G_1\alpha_{11} + G_2\alpha_{22}) + \sqrt{(G_1\alpha_{11} - G_2\alpha_{22})^2 + 4G_1G_2\alpha_{21}\alpha_{12}} \right]}. \quad (316)$$

В случае симметричного трака, когда $l_1 = l_2$ и $c_1 = c_2 = \frac{l_a}{4}$, коэффициенты связи:

$$a_{11} = a_{22} = \frac{23l_a^3}{12 \cdot 288EJ_x};$$

$$a_{12} = a_{21} = -\frac{9l_a^3}{12 \cdot 288EJ_x}$$

и выражение для определения собственной частоты шарнира примет вид

$$\omega_u = \sqrt{\frac{6144}{7} \frac{EJ_x g}{G_{uu} l_a^3}} \quad (317)$$

Определим теперь величину динамического прогиба, возникающего в результате вынужденных колебаний шарнира под действием периодических растягивающих нагрузок. Вследствие того, что гусеница представляет цепную систему, в которой перемещения траков связаны и находятся в одной фазе, при вынужденных колебаниях динамические прогибы в обоих пролетах (l_1 и l_2 на рис. 85) будут одинаковыми (отличаться лишь на величину зазоров в проушинах).

В связи с этим $y_{1\partial} \approx y_{2\partial} \approx y_{\partial}$. Тогда уравнение вынужденных колебаний шарнира примет вид

$$\ddot{y}_{\partial} + 2\lambda_{uu}\dot{y}_{\partial} + \omega_{uu}^2 y_{\partial} = p_{\partial}, \quad (318)$$

где λ_{uu} — коэффициент демпфирования;
 p_{∂} — удельная возмущающая сила.

Коэффициент демпфирования шарнира находится расчетным путем по статической характеристике растяжения гусеницы, так как основная доля внутренних потерь при растяжении гусеницы падает на шарнир. В связи с этим выражение для определения коэффициента демпфирования аналогично выражению (79), только вместо частоты продольных колебаний гусеницы ω_{n1} подставим собственную частоту поперечных колебаний шарнира $\omega_{ш}$:

$$\lambda_{ш} = \frac{\omega_{ш}}{\sqrt{1 - \frac{4\pi^2}{\ln^2(1 - \eta_w)}}}. \quad (319)$$

Возмущающей силой для каждого шарнира будет переменная составляющая растягивающей нагрузки. Следовательно, удельная возмущающая сила

$$p_a = \frac{gT_p}{G_{ш}} (\kappa_{\partial} - 1) \sin \omega_{n1}t. \quad (320)$$

Уравнение вынужденных колебаний шарнира в окончательном виде:

$$\ddot{y}_{\partial} + 2\lambda_{ш}\dot{y}_{\partial} + \omega_{ш}^2 y_{\partial} = \frac{gT_p}{G_{ш}} (\kappa_{\partial} - 1) \sin \omega_{n1}t. \quad (321)$$

Для установившихся вынужденных колебаний, когда амплитуда прогибов и, следовательно, напряжения в деталях шарнира достигают максимума, решение уравнения (321) будет иметь вид

$$y_{\partial} = y_{cm} \frac{\sin(\omega_{n1}t - \alpha_{ш})}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{n1}^2}{\omega_{ш}^2}\right)^2 + \frac{4\lambda_{ш}^2 \omega_{n1}^2}{\omega_{ш}^4}}}, \quad (322)$$

где

$$\alpha_{ш} = \text{arctg} \frac{2\lambda_{ш}\omega_{n1}}{\omega_{ш}^2 - \omega_{n1}^2},$$

y_{cm} — статический прогиб шарнира, вызываемый статической силой, равной по величине $T_p (\kappa_{\partial} - 1)$.

Из полученного уравнения динамических прогибов видно, что под действием одной и той же силы прогиб может меняться в очень широких пределах в зависимости от отношения $\frac{\omega_{n1}}{\omega_{ш}}$. При равенстве этих частот прогиб достигает максимума, превышающего статический в несколько раз.

Для реальных значений коэффициента демпфирования $\left(\frac{2\lambda_{ш}}{\omega_{ш}} = 0,05 \div 0,1\right)$ динамический прогиб при $\omega_{n1} = \omega_{ш}$ превышает статический в 12—20 раз. Соответственно во столько же раз возрастает и напряжения, поэтому необходимо выбирать такие параметры шарнира, чтобы его собственная частота изгибных колебаний отличалась от частоты продольных колебаний ветвей обвода. Из анализа выражения (322) следует, что возмущающие воздей-

ствия продольных колебаний не приведут к разрушению шарнира, если отношение частоты возмущающей силы (продольных колебаний ветвей) к собственной частоте шарнира будет находиться вне значений 0,8—1,2, т. е.

$$0,8 \geq \frac{\omega_{n1}}{\omega_{ш}} \geq 1,2. \quad (323)$$

Для обычных соотношений весов трака и шарнира, как правило, $\omega_{ш} \gg \omega_{n1}$, поэтому практический смысл имеет только условие

$$\frac{\omega_{n1}}{\omega_{ш}} \leq 0,8 \quad \text{или} \quad \omega_{ш} \geq \frac{\pi}{1,6l} \sqrt{\frac{\kappa_0 g}{\gamma}}. \quad (324)$$

Следовательно, задача конструктора сводится к возможному увеличению частоты поперечных колебаний шарнира путем увеличения его изгибной жесткости.

Изложенный способ определения собственной частоты шарнира пятипроушинного трака может быть распространен и на шарниры траков, имеющих шесть, семь и более проушин.

*

Из рассмотрения характера работы гусеничного движителя и явлений, возникающих в нем, можно видеть, что гусеничный движитель является сложным динамически нагруженным механизмом. Изменение одного или нескольких его конструктивных параметров, как правило, сопровождается изменением общего характера распределения усилий. В связи с этим создание надежно работающего движителя требует такого сочетания конструктивных решений, которое обеспечивало бы максимальное снижение динамической нагруженности всех его узлов при одновременной стабилизации их кинематики.

Динамическая нагруженность обвода во многом определяется величиной постоянных составляющих натяжения: тяговым усилием на ведущих колесах, статическим и динамическим натяжениями.

Статическое натяжение в обводе уменьшается с ростом тягового усилия. В упругом обводе (обладающем продольной податливостью) оно зависит также и от скорости движения. С увеличением скорости статическое натяжение уменьшается. Поэтому несмотря на то, что в упругих обводах предварительное статическое натяжение значительно более высокое, чем в жестких, статическая составляющая натяжения в них на повышенных скоростях движения мало отличается от статического натяжения в жестких обводах.

Полную оценку нагруженности движителя постоянно действующими силами, дает динамическая характеристика обвода, которая позволяет определить суммарное натяжение в рабочей и свободной ветвях, а также величину отдельных составляющих натяжения при различных скоростях и сопротивлениях движению.

Вследствие продольной податливости гусениц в ветвях обвода при движении машины возникают продольные колебания и переменные динамические нагрузки, величина которых при установившихся вынужденных колебаниях на резонансных режимах может в несколько раз превышать тяговые усилия. При этом шаг гусеничной цепи может изменяться в пределах до 4—4,5%. Резонансные скорости увеличиваются с ростом продольной жесткости гусениц. Нелинейность упругой характеристики шарниров несколько расширяет зону повышенных динамических нагрузок.

На нерезонансных режимах амплитуды переменных растягивающих нагрузок не превышают средних значений тягового усилия и могут характеризоваться опытным коэффициентом динамичности, величина которого для современных конструкций гусениц лежит в пределах 1,2—1,8.

Геометрия обвода современных машин в процессе движения претерпевает существенные изменения. При этом возникают поперечные колебания ветвей, нарушающие нормальную работу обвода и вызывающие значительные динамические нагрузки как в обводе, так и в деталях, оформляющих его контур.

Наиболее эффективной мерой, повышающей устойчивость работы обвода, является увеличение натяжения в ветвях. Для большинства современных упругих обводов оптимальная величина предварительного статического натяжения по условию стабилизации кинематики ветвей лежит в пределах 1500—3000 кгс.

Динамическое изменение геометрии обвода вызывает возникновение значительных растягивающих усилий в нем. Величина этих усилий определяется общей компоновкой машин, формой обвода, предварительным натяжением, продольной податливостью гусениц, характеристиками трансмиссии и системы поддрессоривания и амплитудами перемещений и ускорений при угловых и вертикальных колебаниях корпуса.

В результате взаимодействия гусеницы с катками в движителе возникают динамические и ударные нагрузки. Величина этих нагрузок зависит от характеристик обвода, катка и гусеницы и скорости движения.

Для снижения нагруженности опорных катков скоростных машин более рациональным является использование конструкций катков с наружной амортизацией, чем с внутренней.

Зацепление гусениц с ведущими колесами является одним из важнейших элементов гусеничного движителя, определяющих его работоспособность. Силы, возникающие в зацеплении, зависят от натяжений в рабочей и свободной ветвях, геометрических параметров зацепления и конструктивных особенностей гусеничной цепи.

Важным параметром в зацеплении гусениц с жесткими шарнирами является угол давления, определяющий диапазон усилий, при которых сохраняется равновесие цевки на зубе. Выбор этого угла должен производиться из условия обеспечения устойчи-

ности цевки в режимах вероятных тяговых нагрузок с учетом схемы гусеничного обвода и величины предварительного статического натяжения.

Повышение работоспособности зацепления у гусениц с упругими шарнирами достигается за счет подпора траков (плиц).

Работоспособность гусеничных движителей определяется главным образом работоспособностью гусеничных цепей. Поэтому одной из важных задач при создании новых гусеничных машин является повышение срока службы гусеничных цепей до уровня работоспособности всех остальных основных узлов и агрегатов. Расчет гусениц целесообразно производить с учетом динамического нагружения обвода.

Ходовые качества гусеничной машины в значительной степени зависят от схемы гусеничного движителя, соотношения его параметров, конструкции гусениц и зацепления и величины предварительного статического натяжения.

Потери мощности в гусеничном движителе с жестким обводом определяются в основном потерями на трение в шарнирах и нелинейно возрастают с ростом скорости. В упругом обводе потери прямо пропорциональны скорости движения и жесткости шарниров.

Всесторонний учет всех изложенных факторов, особенностей использования гусеничных машин и выбор основных параметров движителя в соответствии с этими особенностями позволят существенно повысить эксплуатационно-технические качества и эффективность гусеничных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов М., «Машиностроение», 1966.
2. Антонов А. С. Теория гусеничного движителя. Машгиз, 1950.
3. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М., Машгиз, 1962.
4. Васильев А. В., Докучаева Е. Н., Уткин-Любовцев О. Л., Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. М., «Машиностроение», 1969.
5. Васильев П. Д. Расчет напряженности звеньев и пальцев гусеничных цепей. «Тракторы и сельхозмашины», 1959, № 11.
6. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1968.
7. Львов Е. Д. Теория трактора. М., Машгиз, 1960.
8. Медведев М. И. Гусеничное зацепление тракторов. М., Машгиз, 1959.
9. Новиков Ю. П. Динамика и тяговый расчет гусеничных машин. М., изд. ГПИ, 1967.
10. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., «Наука», 1967.
11. Тимошенко С. П., Юнг Д. Инженерная механика. М., Машгиз, 1960.
12. Уткин-Любовцев О. Л. Потери мощности в ходовой части гусеничного трактора. М., изд. НАТИ, вып. 51, 1957.
13. Шупляков В. С., Яценко Н. Н. Нагруженность автомобиля и ровность дороги., М., «Транспорт», 1967.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Принятые обозначения	5
Глава I. Постоянные составляющие натяжения в гусеничном обводе	6
1. Силы, действующие в гусеничном обводе	6
2. Тяговое усилие на ведущем колесе	8
3. Сила предварительного статического натяжения	9
4. Натяжение от центробежных сил	15
5. Влияние тягового усилия на величину натяжения в рабочей и свободной ветвях	16
6. Связь между натяжением в ветвях обвода и нагрузками под опорными катками	25
7. Влияние скорости движения на статическое натяжение	30
8. Динамическая характеристика гусеничного обвода	34
9. Связь между натяжением и изменением геометрии обвода	36
Глава II. Динамические нагрузки при продольных колебаниях гусеничных ветвей	43
1. Уравнения продольных колебаний звеньев ветви	43
2. Определение параметров колебательного процесса	47
3. Перемещения ветви при вынужденных колебаниях	52
4. Динамические нагрузки при продольных колебаниях	60
5. Влияние звенчатости гусеницы и нелинейности упругой характеристики шарниров	65
Глава III. Устойчивость обвода. Нагрузки от колебаний и корпуса машины	72
1. Поперечные колебания гусеничной цепи	73
2. Определение основных параметров поперечных колебаний	78
3. Перемещения ветвей и резонансные скорости при различных возмущениях и схемах движителей	83
4. Энергетический метод определения параметров поперечных колебаний	94
5. Динамические нагрузки в гусеничном движителе от поперечных колебаний ветвей	98
6. Динамические нагрузки в обводе от колебаний корпуса	100
Глава IV. Динамика взаимодействия гусеницы с катками	111
1. Динамические нагрузки при качении опорного катка по беговой дорожке гусеницы без отрыва	112
2. Определение упругих и демпфирующих характеристик катка	117
3. Качение катка с отрывом от беговой дорожки. Сила удара катка о гусеницу	120
4. Ударные нагрузки при взаимодействии переднего опорного катка с наклонной ветвью	126
5. Удары гусеницы о направляющее колесо и поддерживающие катки	133
Глава V. Зацепление гусениц с ведущими колесами	135
1. Соотношения между силовыми и геометрическими факторами	136
2. Влияние продольной податливости гусениц на характер зацепления	147
3. Гусеничное зацепление с подпором траков	152
4. Удар в зацеплении	161
Глава VI. Долговечность гусеничного движителя. Способы ее повышения	169
1. Способы повышения долговечности гусениц	169
2. Долговечность резиновых уплотнений	175
3. Износостойкость несущих элементов закрытого шарнира	180
4. Монолитность соединения пакета втулок. Моноблочный закрытый шарнир	183
5. Работоспособность гусениц с закрытыми и резино-металлическими шарнирами	189
6. Работоспособность зацепления	191
Глава VII. Ходовые качества гусеничного движителя	194
1. Потери мощности в гусеничном движителе	194
2. Влияние типа шарнира гусеницы на ходовые качества движителя	203
3. Влияние предварительного статического натяжения на эксплуатационные качества машины	207
4. Стабильность свойств резино-металлических шарниров	209
5. Особенности работы гусеничного зацепления	211
Глава VIII. Особенности динамического расчета гусениц с закрытым шарниром	214
1. Критерии работоспособности резиновых уплотнений	214
2. Осевое усилие стгивания шарнира	218
3. Определение собственной частоты колебаний шарнира	222
Список литературы	231

89 коп.



МАШИНОСТРОЕНИЕ