

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Л. М. МАКАРЯН, Г. Б. ШЕКЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ УСИЛЕНИЯ
УЧАСТКОВ ТРАНСМИССИИ РЕЖУЩИХ УЗЛОВ
КАМНЕРЕЗНЫХ МАШИН

Применение уточненных методов при расчете трансмиссий узлов камнерезных машин позволяет повысить их надежность и одновременно снизить вес и стоимость. Однако уточнение расчета деталей в ряде случаев может не дать желаемого результата, поскольку в основу расчета ложатся определенные зачастую весьма приблизительно исходные данные — величины и характер действующих в трансмиссиях нагрузок. Последнее весьма характерно для камнерезных машин. Как показывают результаты экспериментальных исследований, работа камнерезных машин характерна тем, что воздействующие на нее силовые факторы носят, в основном, периодический характер. Среди составляющих нагрузок, приложенных к различным участкам трансмиссий режущих узлов, существуют нагрузки, частотные характеристики которых определяются особенностями приводов исполнительных органов и числом из зубцов, динамикой движения машины в забое, характером разрушения распиливаемого камня, ударами в зубчатых зацеплениях и др. Периодические нагрузки (возмущения), носящие автоколебательный характер, могут вызываться также силами трения в зубчатых переда-



Рис. 1.

чах. На рис. 1 показана оциллограмма изменения момента, действующего на валу исполнительных органов узла горизонтальных пил камнерезной машины СМ-89АУ, при резании гуфа арктического месторождения дисковым исполнительным органом с числом зубцов $z = 28$ [1] (скорость резания $V_p = 4,81$ м/сек). Как видно из оциллограммы, на-

грузки на участке валопровода изменяется с частотой около 52-54 гц, причем совокупность действующих значений определяется не только периодическими составляющими процесса, но и чисто случайными факторами. С учетом этого, расчетные нагрузки приблизительно могут быть определены методами математической статистики, но не на участках валопроводов трансмиссии, а только лишь на валу исполнительных органов. Такое определение расчетной нагрузки не учитывает колебательные процессы, происходящие в трансмиссиях, которые в ряде случаев оказывают решающее влияние на формирование нагрузок.

Трансмиссии узлов камнерезных машин являются упруго-податливыми, т. е. явления, происходящие в них при приложении периодических возмущений, носят характер вынужденных круговых колебаний [2]. При неблагоприятном соотношении частот возбуждающих сил и собственных частот системы, может иметь место усиление вынужденных колебаний, т. е. резонансные или околорезонансные явления.

Поэтому для камнерезных машин представляется целесообразным наряду с использованием уточненных методов расчета, в основу последнего принимать нагрузки, найденные как результат динамических явлений в системах, в частности, с учетом коэффициентов усиления участков валопроводов трансмиссий, определяемых как отношения моментов, действующих на соответствующих участках, к возмущающему моменту, приложенному в определенной точке системы, т. е.

$$K_{удаст} = \frac{M_{удаст}}{M_{возм}}$$

Определение коэффициентов усиления многомассовых систем, каковыми являются трансмиссии узлов камнерезных машин, при множестве внешних силовых воздействий с учетом диссипативных сил и других факторов, представляет собой теоретически весьма сложную задачу. Однако, ввиду независимости действия возмущающих моментов, можно учитывать только тот из них, частота которого близка к собственной, и от действия которого ожидается усиление. Но и в этом случае расчет затруднен, так как обычно неизвестна амплитуда возмущения. В этой связи удобно воспользоваться методом гармонических коэффициентов влияния [3], определяемых при гармоническом возмущении с амплитудой, равной единице. Это позволяет решить вопрос оценки усиления и, как следствие, нагрузок, возникающих на участках валопровода трансмиссии, и, исходя из этого, произвести такие изменения в конструкции системы, которые предотвратили бы перегрузку тех или иных деталей.

Частоты периодических возмущающих моментов, идущие от зубчатых колес и исполнительных органов фрезерного типа, могут быть определены по формуле:

$$P_n = \frac{v_{вз}}{30}$$

где p_n — угловая частота возмущения, 1/сек; n — скорость вращения зубчатого колеса или исполнительного органа, об/мин; z — число зубцов.

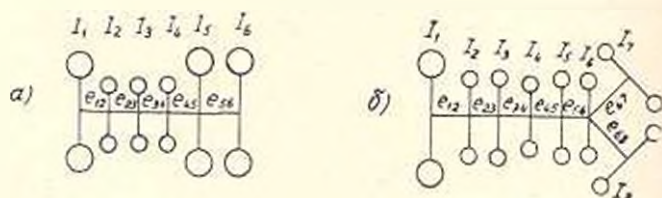


Рис. 2.

На рис. 2,а приведена расчетная эквивалентная схема трансмиссии узла горизонтальных пил камнерезной машины СМ-89АУ, которая при введении некоторых упрощающих допущений может быть представлена в виде линейной шестимассовой. Вынужденные крутильные колебания такой системы, при возмущении единичным гармоническим моментом частоты p_n и фазы z со стороны исполнительных органов, описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e_{12}} &= 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e_{12}} + \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} + \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} + \frac{\varphi_4 - \varphi_5}{e_{45}} &= 0; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{\varphi_4 - \varphi_5}{e_{45}} - \frac{\varphi_5 - \varphi_6}{e_{56}} &= 1 \cdot \sin(p_n t + z); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 - \frac{\varphi_5 - \varphi_6}{e_{56}} &= -1 \cdot \sin(p_n t + z). \end{aligned}$$

Вводя новые обобщенные координаты

$$x_i = \varphi_i - \varphi_{i+1}$$

и делая преобразования, получаем:

$$\begin{aligned} x_1 + a_{11}x_1 - a_{12}x_2 &= 0; \\ x_2 - a_{21}x_1 + a_{22}x_2 - a_{23}x_3 &= 0; \\ x_3 - a_{31}x_2 + a_{32}x_3 - a_{33}x_4 &= 0; \\ x_4 - a_{41}x_3 + a_{42}x_4 - a_{43}x_5 &= -\frac{1}{I_5} \sin(p_n t + z); \\ x_5 - a_{51}x_4 + a_{52}x_5 &= \frac{I_5 + I_6}{I_5 I_6} \sin(p_n t + z). \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{I_2 + I_1}{I_1 I_2} \cdot \frac{1}{e_{12}}; & a_{12} &= \frac{1}{I_2} \cdot \frac{1}{e_{23}}; \\ a_{21} &= \frac{1}{I_2} \cdot \frac{1}{e_{12}}; & a_{22} &= \frac{I_2 + I_3}{I_2 I_3} \cdot \frac{1}{e_{23}}; \\ a_{23} &= \frac{1}{I_3} \cdot \frac{1}{e_{34}}; & a_{32} &= \frac{1}{I_3} \cdot \frac{1}{e_{23}}; \\ a_{33} &= \frac{I_3 + I_4}{I_3 I_4} \cdot \frac{1}{e_{34}}; & a_{34} &= \frac{1}{I_4} \cdot \frac{1}{e_{45}}; \\ a_{43} &= \frac{1}{I_4} \cdot \frac{1}{e_{34}}; & a_{44} &= \frac{I_5 + I_4}{I_5 I_4} \cdot \frac{1}{e_{45}}; \\ a_{45} &= \frac{1}{I_5} \cdot \frac{1}{e_{56}}; & a_{54} &= \frac{1}{I_5} \cdot \frac{1}{e_{45}}; \\ a_{55} &= \frac{I_5 + I_6}{I_5 I_6} \cdot \frac{1}{e_{56}}; \end{aligned}$$

Смысл этого преобразования заключается в том, что, с целью упрощения, из системы исключается первая (нулевая) собственная частота, соответствующая вращению валопровода с сосредоточенными массами как твердого тела.

Подставляя в систему (1) решение вида

$$x_i = r_i \sin(p_0 t + \varepsilon), \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5)$$

получаем:

$$\left. \begin{aligned} (a_{11} - p_0^2)r_1 - a_{12}r_2 &= 0; \\ (a_{22} - p_0^2)r_2 - a_{21}r_1 - a_{23}r_3 &= 0; \\ (a_{33} - p_0^2)r_3 - a_{32}r_2 - a_{34}r_4 &= 0; \\ (a_{44} - p_0^2)r_4 - a_{43}r_3 - a_{45}r_5 &= -\frac{1}{I_5}; \\ (a_{55} - p_0^2)r_5 - a_{54}r_4 &= \frac{I_5 + I_6}{I_5 I_6}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

После подстановки исходных численных значений, приведенных в табл. 1, система (2) приобретает вид:

$$\left. \begin{aligned} (11,804 - p_0^2 \cdot 10^{-6})r_1 - 269,27r_2 &= 0; \\ (2091,9 - p_0^2 \cdot 10^{-6})r_2 - 10,042r_1 - 0,9688r_3 &= 0; \\ (6,0941 - p_0^2 \cdot 10^{-6})r_3 - 1822,6r_2 - 4,3344r_4 &= 0; \\ (4,6274 - p_0^2 \cdot 10^{-6})r_4 - 5,1253r_3 - 1,1090r_5 &= -6,7644 \cdot 10^{-6}; \\ (2,1990 - p_0^2 \cdot 10^{-6})r_5 - 0,2929r_4 &= 13,412 \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решая систему (3) относительно амплитуд λ_i , которые равны гармоническим коэффициентам влияния, по зависимости $M_{i,i+1} = \frac{\tau_i}{e_{i,i+1}}$ находим моменты, действующие на соответствующих участках валапровода. Поскольку возмущение системы производилось единичной нагрузкой, то эти моменты одновременно будут коэффициентами усиления соответствующих участков.

Для узла вертикальных пил, имеющего восьмимассовую разветвленную расчетную эквивалентную схему (рис. 2,б), движение масс трансмиссии при возбуждении со стороны исполнительных органов (массы 7 и 8) описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e_{12}} &= 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e_{12}} + \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} + \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} + \frac{\varphi_4 - \varphi_5}{e_{45}} &= 0; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{\varphi_4 - \varphi_5}{e_{45}} + \frac{\varphi_5 - \varphi_6}{e_{56}} &= 0; \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 - \frac{\varphi_5 - \varphi_6}{e_{56}} + \frac{\varphi_6 - \varphi_7}{e_{67}} + \frac{\varphi_6 - \varphi_8}{e_{68}} &= 2 \cdot \sin(p_n t + \varepsilon); \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 - \frac{\varphi_6 - \varphi_7}{e_{67}} &= -1 \cdot \sin(p_n t + \varepsilon); \\ I_8 \ddot{\varphi}_8 - \frac{\varphi_6 - \varphi_8}{e_{68}} &= -1 \cdot \sin(p_n t + \varepsilon), \end{aligned}$$

которая с учетом данных табл. 1 после преобразований имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} (11,804 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_1 - 269,27 \lambda_2 &= 0; \\ (2323,2 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_2 - 10,042 \lambda_3 - 1,0918 \lambda_4 &= 0; \\ (6,2171 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_3 - 2053,9 \lambda_2 - 5,4849 \lambda_4 &= 0; \\ (9,0384 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_4 - 5,1252 \lambda_3 - 35,056 \lambda_5 &= 0; \\ (101,84 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_5 - 3,5535 \lambda_4 - 11,008 \lambda_6 - 5,3007 \lambda_8 &= -247,09 \cdot 10^{-6}; \\ (11,259 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_6 - 66,791 \lambda_5 + 5,3007 \lambda_8 &= 249,92 \cdot 10^{-6}; \\ (5,4216 - p_n^2 \cdot 10^{-6}) \lambda_8 - 66,791 \lambda_5 + 11,008 \lambda_6 &= 249,91 \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \right\} (4)$$

Таблица 1

Узел горизонтальных пил						
№№ по схеме	1	2	3	4	5	6
Приведенные моменты инерции, кг·см·сек ²	2,038	0,357	0,052	0,010	0,147	0,150
Приведенные податливости участков, кг·см ⁻¹ ·10 ⁻⁶	0,278	0,010	19,528	23,091	6,099	

Узел вертикальных пил								
№№ по схеме	1	2	3	4	5	6	7	8
Приведенные моменты инерции, кг·см·сек ²	2,038	0,35	0,016	0,010	0,015	0,008	0,354	0,355
Приведенные податливости участков, кг·см ⁻¹ ·10 ⁻⁶	0,278	0,010	19,523	18,248	1,849	11,223	23,307	

Таблица 2

Узел горизонтальных пил					
Возбуждение со стороны исполнительных органов $p^2 = 113587 \text{ сек}^{-2}$ ($D = 800 \text{ мм}$; $z = 28$; $n = 1150 \text{ об/мин}$)					
№№ участков	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6
$ \lambda_i \cdot 10^{-6}, \text{ рад}$	0,578	0,0109	60,927	72,736	14,027
$ M_{i,i+1} , \text{ кг·см}$	2,08	1,09	3,12	3,15	2,30

Узел вертикальных пил							
Возбуждение со стороны исполнительных органов $p^2 = 93152 \text{ сек}^{-2}$ ($D = 1100 \text{ мм}$; $z = 36$; $n = 810 \text{ об/мин}$)							
№№ участков	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8
$ \lambda_i \cdot 10^{-6}, \text{ рад}$	0,3002	0,0081	36,712	26,094	3,1991	12,457	28,900
$ M_{i,i+1} , \text{ кг·см}$	1,08	0,81	1,88	1,43	1,73	1,11	1,24

Для узлов горизонтальных и вертикальных пил камнерезной машины СМ-89АУ по системам (3) и (4) рассчитаны гармонические коэффициенты влияния и найдены моменты, действующие на соответствующих участках валопроводов; в табл. 2 приведены их значения при возбуждении единичным моментом с частотой 337 и 305,2 сек⁻¹ соответственно. Из табл. 2 видно, что в валопроводе узла горизонтальных пил наиболее нагруженными являются участки 3—4 и 4—5 (трехкратное усиление), соответствующие отрезкам валов, соединяющих

между собой муфтой и расположенных между исполнительными органами и выходом редуктора. В валопроводе узла вертикальных пил наиболее нагруженными являются участки 3—4 и 5—6, соответствующие конической передаче и отрезку вала, соединяющему выход основного редуктора с муфтой. Опыт эксплуатации камнерезной машины СМ-89АУ показывает, что в режущих узлах элементы именно этих участков обладают наименьшей надежностью. Особенно часто выходят из строя коническая передача и примыкающие к ней детали. Поэтому, исходя из полученных результатов, необходимо для этого и других нагруженных участков сделать перерасчет.

Из приведенного видно, сколь важен правильный подбор динамических параметров трансмиссий. В частности, неправильный подбор числа зубков исполнительных органов может привести к нежелательным явлениям при работе машины.

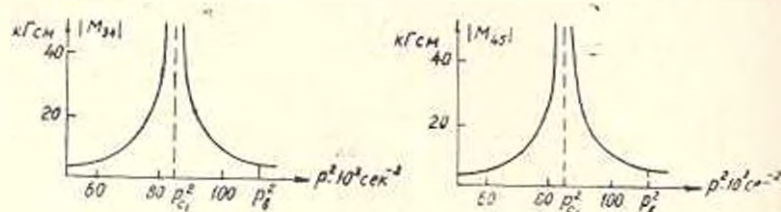


Рис. 3.

На рис. 3 и 4 приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) трансмиссий узлов вертикальных и горизонтальных пил при возбуждении со стороны исполнительных органов и соответствующем варьировании частотами возбуждения. Используя АЧХ, можно подобрать для исполнительных органов такое число зубков, которое соот-

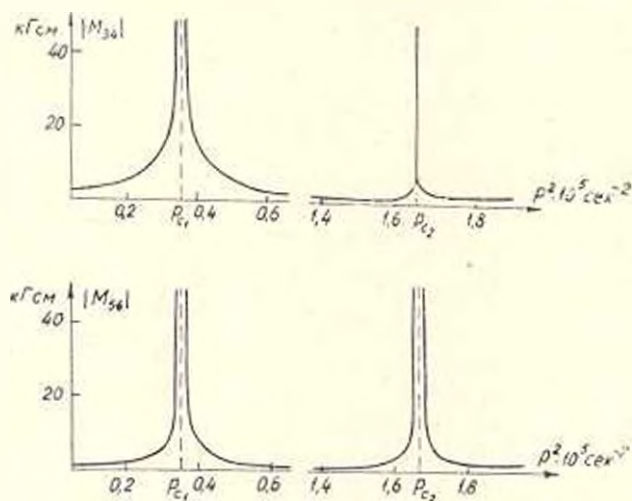


Рис. 4.

ветствует приемлемым коэффициентам усиления участков трансмиссий. Естественно, что для этого необходимо иметь АЧХ всех участков. Пользуясь АЧХ, можно в стадии проектирования правильно подобрать структуру трансмиссии с учетом частотного спектра сил сопротивления, а параметры деталей выбрать так, чтобы обеспечить требуемый временной ресурс работы и, вместе с тем, избежать неоправданного завышения запаса прочности, следовательно, и веса деталей.

ЕрПН им. К. Маркса

Поступило 27.V 1974

Լ. Մ. ՄԱՎԱՐՅԱՆ, Գ. Ռ. ՀԵՆՅԱՆ

ՔԱՐ ԿՏՐՈՂ ՄԵՔՆԱՆՆԵՐԻ ԿՏՐՈՂ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ՏՐԱՆՍՄԻՍԻԱՆԵՐԻ ՏԵՂԱՄԱՍԵՐՈՒՄ ՈՒԺԵՂԱՑՈՒՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում շարադրված է, թուր կարող մեքենաների կտրող հանգույցների տրանսմիսիաների տեղամասերում սպորող բեռնվածության որոշման մեթոդը ուժեղացման գործակիցների միջոցով: Բերված են ՀՄ—ՑԶԱՄ տիպի մեքենայի հորիզոնական և ուղղաձիգ կտրող հանգույցների հաշվարկային համարժեք սխեմաները, որոնց համար և կատարված են հաշվարկներ: Ստացված են ստիպողական տատանումների դեպքում նշված հանգույցներում տեղամասերի ամպլիտուդային-հաստիսական բնութագրերը, որոնց օգնությամբ նախագծման ժամանակ ներառվոր է բնորոշ կտրող սղոցների առամեքենային և ճշտել հաշվարկային համարժեք սխեմաները: Բերված են ծանրաբեռնված տեղամասերի և նրանց վրա սպորող մոմենտների մեծությունները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Типаж дисковых пил для камнерезных машин на 1971—1975 гг. М., 1972.
2. Макарян Г. М., Шекян Г. Б. Повышение производительности камнерезных машин «Промышленность Армении», № 6, 1974.
3. Бабанов Н. М., Теория колебаний, «Наука», 1968.