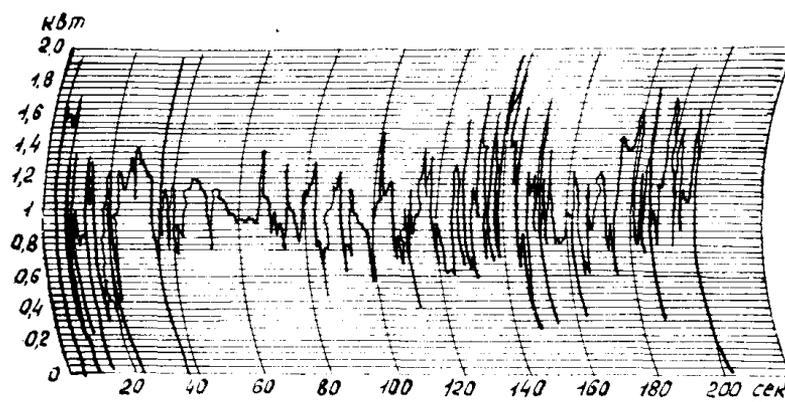


ЗАМКНУТАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ

Ю. С. СЕМЕНОВ

(Представлено научным семинаром кафедры прикладной механики)

При испытании отдельных зубчатых пар, редукторов, коробов передач получили большое распространение стенды с замкнутым контуром. Нагружение замкнутого контура осуществляется различными способами. Наиболее простым и распространенным является способ нагружения замкнутого контура силами упругих деформаций предварительно закручиваемого вала [1—5]. Недостатками этого способа являются: невозможность изменения нагрузки на ходу и уменьшение ее по мере износа деталей установки. Для устранения указанных недостатков применяются другие способы нагружения, например, пневматическим или гидравлическим устройством [6, 7], дифференциальным механизмом [3, 8], усилием, прилагаемым непосредственно к опорам зубчатых колес [9]. Последний способ нагружения замкнутого контура применен в описанной ниже установке. В сравнении с другими способами он наиболее удобен при необходимости создания в замкнутом контуре переменной нагрузки.



Фиг. 1

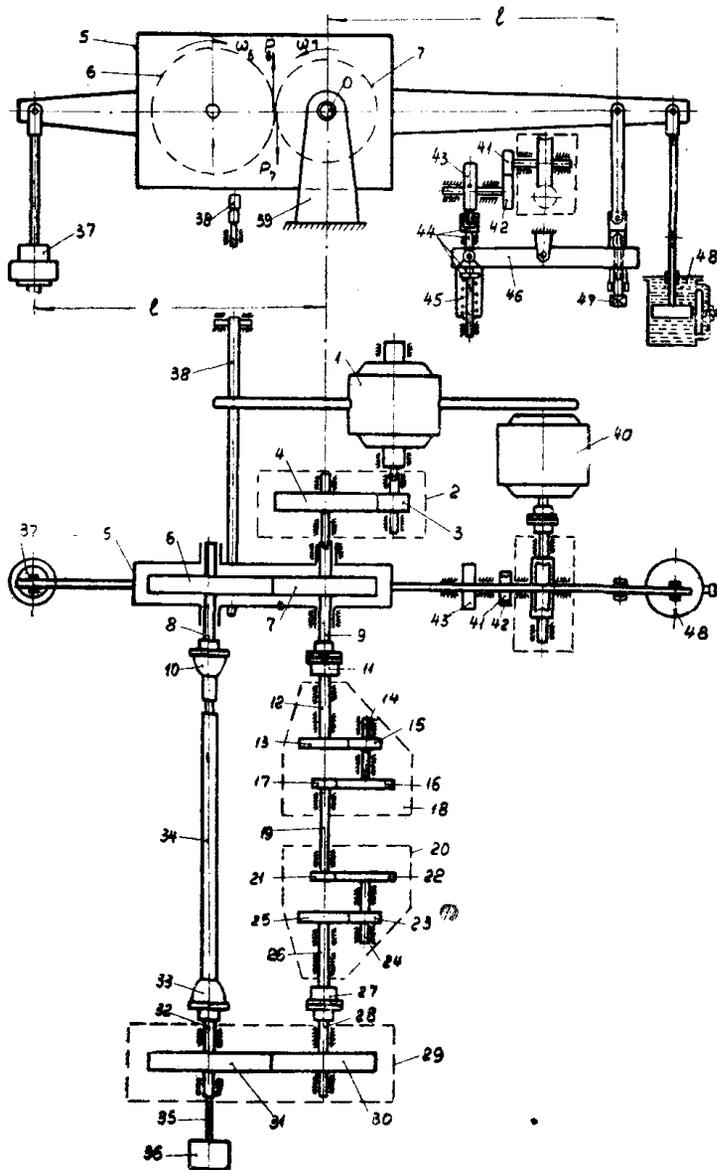
В целях исследования износа зубчатых передач редукторов горных электросверл, нагрузка которых изменяется во времени в широких пределах (фиг. 1), нами была спроектирована и изготовлена замкнутая

установка для проведения испытаний не только при постоянной, но и при переменной нагрузке.

Настоящая статья содержит описание установки и основные зависимости для определения к.п.д. и крутящих моментов в ее звеньях.

Описание установки

Схема установки вместе с подключенными к ней двумя испытываемыми редукторами горного электросверла ЭР-5 приведена на фиг. 2.



Фиг. 2

Корпус нагружающего редуктора 5, с зубчатыми колесами 6 и 7, подвешен на шарикоподшипниках в опорах 39 и может поворачиваться относительно оси вала 9 зубчатого колеса 7. Вал 9 редуктора 5 с помощью зубчатой муфты 11 соединен со шпинделем 12 испытываемого редуктора 18, содержащего шестерни 13, 15, 16, 17. Шестерня 17 этого редуктора закреплена на валу 19. На этом же валу закреплена аналогичная шестерня 21 второго испытываемого редуктора 20, содержащего шестерни 21, 22, 23 и 25. Шпиндель 26 редуктора 20

зубчатой муфтой 27 соединен с валом 28 замыкающего редуктора 29, содержащего зубчатые колеса 30 и 31. Для того, чтобы корпус нагружающего редуктора 5 имел возможность свободно поворачиваться, вал 8 последнего соединен с валом 32 замыкающего редуктора с помощью карданных шарниров, подвижно сидящих на промежуточном валу 34.

При испытании на постоянной нагрузке нагружение замкнутого контура производится гирей 37, подвешенной к рычагу корпуса редуктора 5.

Груз 37 стремится повернуть корпус редуктора 5, колесо 6 при этом стремится повернуться относительно колеса 7, но, так как установка замкнута, этот поворот может произойти лишь в пределах выбора зазоров и упругой деформации валов. Зубья колес 6 и 7, а также всех других зубчатых пар замкнутого контура прижимаются друг к другу и оказываются нагруженными соответствующими усилиями, а валы—соответствующими моментами.

Мощность электродвигателя 1 расходуется лишь на покрытие различного рода потерь в установке. Для измерения момента и, следовательно, расходуемой мощности статор электродвигателя 1 подвешен на шарикоподшипниках (фиг. 2).

Для получения заданных окружных скоростей испытуемых зубчатых пар между электродвигателем 1 и замкнутым контуром установлен промежуточный редуктор 2.

Для того, чтобы иметь возможность осуществлять не только постоянную по величине нагрузку, создаваемую гирей 37, но и нагрузку, циклически изменяющуюся в процессе испытания по любому заданному закону, в установке имеется специальное устройство.

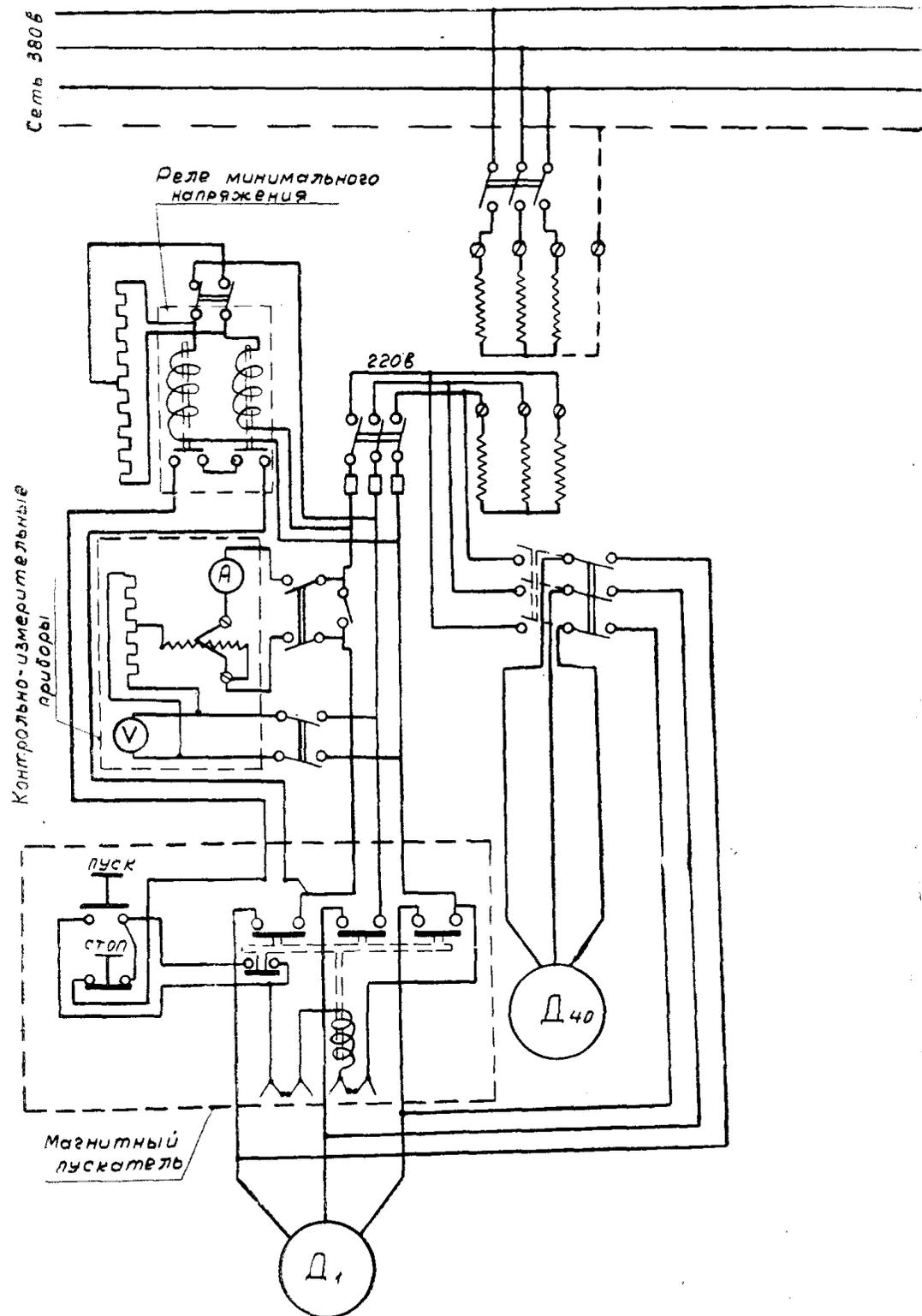
Электродвигатель 40 через червячно-зубчатую передачу вращает кулачок 43, профиль которого отвечает требуемому характеру изменения нагрузки. Кулачок 43 через шток 44 давит на тарированную пружину 45, последняя через рычажную систему оказывает воздействие на рычаг корпуса нагружающего редуктора 5. Изменение частоты периода колебаний нагрузки производится с помощью сменных шестерен 41 и 42.

Для того, чтобы нижний предел нагрузки оставался неизменным, независимо от углового положения корпуса редуктора 5, необходимо сохранять неизменной затяжку пружины 45 и, следовательно, положение рычага 46. Это достигается с помощью винта 47.

Для успокоения колебаний корпуса редуктора 5, вызываемых упругими колебаниями валов и ударами в зубьях зубчатых колес, применен масляный демпфер 48.

Отсчет числа циклов работы зубчатых колес производится счетчиком оборотов 36, соединенным гибким валиком 35 с валом 32 замыкающего редуктора.

Для выключения электродвигателей, в случае поломки какой-либо детали в замкнутом контуре или заклинивания в установке, предусмотрен автоматический останов 38. Если в замкнутом контуре произойдет поломка, то замыкание его нарушается, корпус редуктора 5 повернется и нажмет на останов 38, последний своим штоком нажмет на кнопку „стоп“ магнитного пускателя (фиг. 3) и выключит электродвигатели. В случае заклинивания в установке нагрузка на электродвигатель 1 резко возрастет и статор его, до этого удерживаемый от поворота моментом, создаваемым определенным грузом на его рычаге, повернется и надавит своим рычагом на останов. Для защиты электродвигателей в случае выпадения фазы служат реле минимального напряжения (фиг. 3.).



Фиг. 3

Все механизмы установки смонтированы на станине с направляющими.¹⁾ Замыкающий редуктор 29 и испытываемые редукторы 18 и 20 укреплены на специальных суппортах. При смене редукторов 18 и 20 суппорты сдвигаются по направляющим станины, это избавляет от необходимости каждый раз производить центровку валов 9 и 28.

Значительное относительное смещение центров валов 8 и 32 нежелательно, так как это приводит к существенным потерям на трение в шарнирных сочленениях 10 и 33. Чтобы обеспечить соосность этих валов, необходимо предусмотреть возможность изменения взаимного углового расположения соединительных муфт 11 и 27. В рассматриваемой установке такая возможность достигается специальной конструкцией зубчатых муфт 11 и 27, которые позволяют производить угловое смещение соединяемых валов через 2°.

На описанной установке в течение трех лет автором проводились испытания редукторов ручного горного электросверла ЭР-5. Установка в работе оказалась достаточно надежной и удобной, а поэтому может быть рекомендована для экспериментального исследования зубчатых передач в условиях переменных нагрузок.

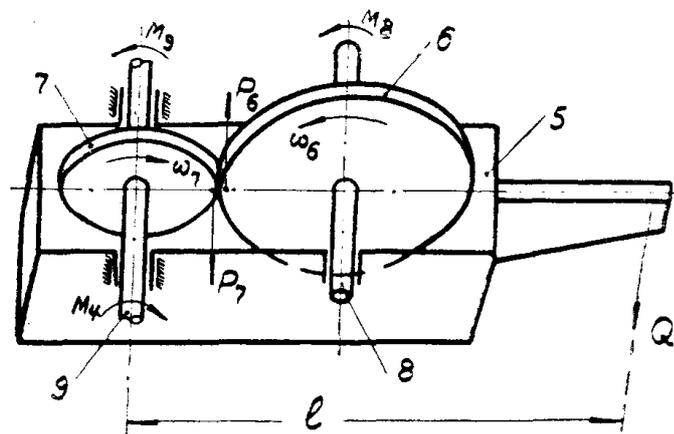
К. П. Д. и моменты в звеньях установки

Для определения усилий на зубьях колес замкнутого контура необходимо иметь зависимости, по которым можно определить к.п.д. установки и величины крутящих моментов на валах. Определим эти зависимости.

Условимся, что коэффициенты полезного действия будем обозначать η , моменты M , числа зубьев колес z , причем цифровой индекс каждого обозначения соответствует детали или узлу согласно фиг. 2, к которым они относятся.

Принимаем случай вращения в установке, при котором зубчатые колеса 6 и 7 вращаются в направлении, указанном стрелками на фиг. 2.

В этом случае зубчатые колеса 6 и 30 установки, а также колеса 13, 16, 21 и 23 испытываемых редукторов находятся в условиях работы ведущих колес; зубчатые же колеса 7 и 31 установки и зубчатые колеса 15, 17, 22 и 25 испытываемых редукторов—в условиях работы ведомых колес.



Фиг. 4

Из условия равновесия редуктора 5 (фиг. 4) имеем:

$$M_5 - M_8 - M_9 + M_4 = 0. \quad (1)$$

Здесь $M_5 = Q \cdot l$ — момент, приложенный к корпусу нагружающего редуктора 5;

¹⁾ В нашем случае была использована станина токарного станка.

Q — вес груза 37 при испытании на постоянной нагрузке
 или сила нажатия пружины 45 при испытании на переменной нагрузке;
 l — расстояние точки приложения силы Q от оси опоры 39;
 M_8 — момент, с которым вал 8 действует на колесо 6;
 M_9 — момент, с которым вал 9 действует на колесо 7;
 M_4 — момент, передаваемый валу 9 валом зубчатого колеса 4.

Обозначим момент, с которым зубчатое колесо 7 действует на вал 9 через M_7 . Направление этого момента обусловлено направлением окружного усилия P_7 на колесе 7 и в данном случае совпадает с направлением момента M_4 , поэтому

$$M_9 = M_7 + M_4. \quad (2)$$

Из (1) и (2) имеем:

$$M_5 - M_8 - M_7 = 0. \quad (3)$$

Так как колесо 6 ведущее, а колесо 7 ведомое, то:

$$M_7 = M_8 \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \eta_5, \quad (4)$$

$$M_8 = \frac{M_7}{\eta_5} \cdot \frac{z_6}{z_7}. \quad (5)$$

Из (3) и (5) имеем:

$$M_7 = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}}. \quad (6)$$

Поскольку мощность электродвигателя 1 расходуется только на покрытие потерь в установке, то момент M_4 , передаваемый валу 9 от электродвигателя 1 зубчатым колесом 4, численно равен моменту сопротивления вращению, обусловленному этими потерями, приведенному к валу 9.

$$M_4 = M_9(1 - \eta_{3к}). \quad (7)$$

Отсюда к.п.д. замкнутого контура:

$$\eta_{3к} = \frac{M_9 - M_4}{M_9},$$

$$\eta_{3к} = \frac{M_7}{M_7 + M_4}. \quad (8)$$

Но

$$M_4 = M_1 \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_2, \quad (9)$$

поэтому

$$\eta_{3к} = \frac{M_5}{M_5 + \frac{M_1 \cdot z_4 \cdot \eta_2 (z_7 \cdot \eta_5 + z_6)}{z_3 \cdot z_7 \cdot \eta_5}}. \quad (10)$$

Так как $\eta_2 \approx \eta_5$ и $1 - \eta_5$ мало, то (10) можно записать в упрощенном виде:

$$\eta_{3K} = \frac{M_5}{M_5 + \frac{M_1 \cdot z_1 (z_7 + z_6)}{z_3 \cdot z_7}} \quad (11)$$

Выразим теперь моменты на всех валах замкнутого контура через известный нам момент M_5 .

Из равенств (2), (3), (4), (6) и (8), получаем:

$$M_8 = \frac{M_5}{1 + \frac{z_7 \cdot \eta_5}{z_6}} \quad (12)$$

$$M_9 = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{1}{\eta_{3K}} \quad (13)$$

«Остальные моменты выразятся так:

$$M_{12} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{11}}{\eta_{3K}} \quad (14)$$

$$M_{14} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{11} \cdot \eta_{13-15}}{\eta_{3K}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} \quad (15)$$

$$M_{19} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{11} \cdot \eta_{18}}{\eta_{3K}} \cdot \frac{z_{15} \cdot z_{17}}{z_{13} \cdot z_{16}} \quad (16)$$

$$M_{24} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{11} \cdot \eta_{18} \cdot \eta_{21-22}}{\eta_{3K}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} \quad (17)$$

Принимая во внимание, что

$$\eta_{3K} = \eta_{11} \cdot \eta_{18} \cdot \eta_{20} \cdot \eta_{27} \cdot \eta_{29} \cdot \eta_{33} \cdot \eta_{10} \cdot \eta_5, \quad (18)$$

имеем:

$$M_{26} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{1}{\eta_5 \cdot \eta_{10} \cdot \eta_{33} \cdot \eta_{29} \cdot \eta_{27}} \quad (19)$$

$$M_{28} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{1}{\eta_5 \cdot \eta_{10} \cdot \eta_{33} \cdot \eta_{29}} \quad (20)$$

$$M_{32} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_7 \cdot \eta_5}{z_6}} \cdot \frac{1}{\eta_{10} \cdot \eta_{33}}; \quad (21)$$

$$M_{34} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_7 \cdot \eta_5}{z_6}} \cdot \frac{1}{\eta_{10}}. \quad (22)$$

При соблюдении соосности валов 8 и 32, а также 9, 12, 26 и 28 к.п.д. зубчатых муфт 11 и 27 и к.п.д. шарниров 10 и 33 примерно равны единице, поэтому:

$$\eta_{3\kappa} = \eta_{18} \cdot \eta_{20} \cdot \eta_{29} \cdot \eta_5, \quad (23)$$

$$M_{12} = M_9 = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{1}{\eta_{3\kappa}}; \quad (24)$$

$$M_{14} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{13-15}}{\eta_{3\kappa}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}}; \quad (25)$$

$$M_{19} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{18}}{\eta_{3\kappa}} \cdot \frac{z_{15} \cdot z_{17}}{z_{13} \cdot z_{16}}; \quad (26)$$

$$M_{24} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{\eta_{18} \cdot \eta_{21-22}}{\eta_{3\kappa}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}}; \quad (27)$$

$$M_{26} = M_{28} = \frac{M_5}{1 + \frac{z_6}{z_7 \cdot \eta_5}} \cdot \frac{1}{\eta_5 \cdot \eta_{29}}; \quad (28)$$

$$M_{32} = M_{34} = M_8 = \frac{M_5}{1 + \frac{z_7 \cdot \eta_5}{z_6}}. \quad (29)$$

При отключенных испытываемых редукторах 18 и 20, когда зубчатые муфты 11 и 27 соединены напрямую промежуточным валом и соблюдена соосность валов 8 и 32, 9 и 28, имеем:

$$\eta_{3\kappa} = \eta_{29} \cdot \eta_5, \quad (30)$$

причем

$$M_{28} = M_9 \quad \text{и} \quad M_{32} = M_8.$$

Отсюда можно определить η_5 и η_{29} , затем, подключив испытываемые редукторы, определить их к.п.д. и по приведенным выше выражениям подсчитать моменты на валах, после чего по известным зависимостям определяются усилия на зубьях колес замкнутого контура.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б р у м б е р г Р. М. Испытание зубчатых передач замкнутым способом, Вестник инженеров и техников № 4, 1936.
2. К у д р я в ц е в В. Н. Исходные положения к определению к.п.д. сложных передач, Труды семинара по теории машин и механизмов, вып. 32, изд. АН СССР, 1950.
3. Л ы с о в М. И. Карданные передачи автомобиля, Методы испытания автомобиля и его механизмов, вып. 2, Машгиз, 1951.
4. Т р у б и н Г. К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен, ЦНИИТМАШ, книга 37, Машгиз, 1950.
5. G. Niemann und H. Glaubitz, Zahnflanken-festigkeit geradverzahnter Stirnräder, VDJ— Zeitschrift Bd. 93 Nr. 6, 21. Februar. 1951.
6. О с и п я н А. В. Исследование к. п. д. зубчатой передачи, Вестник металлопромышленности № 3, 1938.
7. Д ы м ш и ц И. И. Работа автомобильных коробок передач на стендах с замкнутым контуром, Автомобильная и тракторная промышленность № 10, 1954.
8. С о л о в ь е в А. И. Новые замкнутые установки для испытания автомобильных коробок перемены передач, Автомобильная и тракторная промышленность № 10, 1954.
9. К у д р я в ц е в В. Н. Замкнутые установки для испытания зубчатых передач, Вестник машиностроения № 10, 1951.